

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**



IFW
?

PATENT APPLICATION
IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re application of

Docket No: Q80986

Eiji INOUE , et al.

Appln. No.: 10/820,000

Group Art Unit: Not yet assigned

Confirmation No.: Not Yet Assigned

Examiner: Not yet assigned

Filed: April 8, 2004

For: CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

SUBMISSION OF PRIORITY DOCUMENT

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Sir:

Submitted herewith is a certified copy of the priority document on which a claim to priority was made under 35 U.S.C. § 119. The Examiner is respectfully requested to acknowledge receipt of said priority document.

Respectfully submitted,

Darryl Mexic
Registration No. 23,063

SUGHRUE MION, PLLC
Telephone: (202) 293-7060
Facsimile: (202) 293-7860

WASHINGTON OFFICE

23373

CUSTOMER NUMBER

Enclosures: Japan 2003-105967

Date: May 28, 2004

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 3 年 4 月 1 0 日
Date of Application:

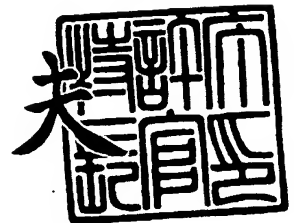
出 願 番 号 特 願 2 0 0 3 - 1 0 5 9 6 7
Application Number:
[ST. 10/C]: [J P 2 0 0 3 - 1 0 5 9 6 7]

出 願 人 日 本 精 工 株 式 有 限 公 司
Applicant(s):

2 0 0 4 年 4 月 8 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康 夫



出 証 番 号 出 証 特 2 0 0 4 - 3 0 2 9 0 0 5

【書類名】 特許願

【整理番号】 NSK021666

【提出日】 平成15年 4月10日

【あて先】 特許庁長官 太田 信一郎 殿

【国際特許分類】 F16H 37/02

【発明の名称】 無段変速装置

【請求項の数】 9

【発明者】

 【住所又は居所】 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目 5 番 5 0 号 日本精工株式会社内

 【氏名】 井上 英司

【発明者】

 【住所又は居所】 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目 5 番 5 0 号 日本精工株式会社内

 【氏名】 今西 尚

【特許出願人】

 【識別番号】 000004204

 【氏名又は名称】 日本精工株式会社

【代理人】

 【識別番号】 100087457

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 小山 武男

【選任した代理人】

 【識別番号】 100120190

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 中井 俊

【選任した代理人】

【識別番号】 100056833

【弁理士】

【氏名又は名称】 小山 欽造

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 035183

【納付金額】 21,000円

【プルーフの要否】 要

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0117920

【書類名】 明細書

【発明の名称】 無段変速装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 入力軸と、出力軸と、トロイダル型無段変速機と、複数の歯車を組み合わせて成る歯車式の差動ユニットと、このトロイダル型無段変速機の変速比の変更を制御する為の制御器とを備え、

このトロイダル型無段変速機は、上記差動ユニットの第一の入力部と共に上記入力軸により回転駆動される入力側ディスクと、この入力側ディスクと同心に、且つ、この入力側ディスクに対する相対回転を自在として支持され、上記差動ユニットの第二の入力部に接続された出力側ディスクと、これら両ディスク同士の間に挟持された複数のパワーローラと、これら各パワーローラを回転自在に支持した複数の支持部材と、これら各支持部材を変位させて上記入力側ディスクと上記出力側ディスクとの間の変速比を変えるアクチュエータとを備えたものであり、

上記差動ユニットは、上記第一、第二の入力部同士の間の速度差に応じた回転を取り出して上記出力軸に伝達するものであり、

上記入力側ディスクの回転速度を検出する為の入力側回転センサと、上記出力側ディスクの回転速度を検出する為の出力側回転センサとを備えており、

上記制御器は、次の①～③の機能を有するものである無段変速装置。

① 上記トロイダル型無段変速機の変速比を調節して上記差動ユニットを構成する複数の歯車の相対的変位速度を変化させる事により、上記入力軸を一方向に回転させた状態のまま上記出力軸の回転状態を、停止状態を挟んで正転及び逆転に変換する機能。

② 上記入力側回転センサにより求められる上記入力側ディスクの回転速度及び上記出力側回転センサにより求められる上記出力側ディスクの回転速度と、上記差動ユニットの変速比とに基づいて、上記出力軸の回転速度を算出する機能。

③ 上記入力軸の回転を上記出力軸の回転に伝達しない、非走行状態が選択されている事を条件に、上記②の機能に基づいて算出される、上記出力軸の回転速度が 0 となる状態に、上記トロイダル型無段変速機の変速比を調節する機能。

【請求項2】 トロイダル型無段変速機の変速比を変える事により、このトロイダル型無段変速機を通過するトルクを調節する機能を有する、請求項1に記載した無段変速装置。

【請求項3】 トロイダル型無段変速機を通過するトルクの目標値を0にした状態で、出力軸の回転速度を0とすべく、このトロイダル型無段変速機の変速比を調節する、請求項2に記載した無段変速装置。

【請求項4】 ③の機能に基づいて算出される、出力軸の回転速度が0となる状態でのアクチュエータを変位させる為の信号を、入力軸を回転させたまま上記出力軸を停止させる為の信号として学習し、更に記憶しておく機能を有する、請求項1～3の何れかに記載した無段変速装置。

【請求項5】 入力軸と、出力軸と、トロイダル型無段変速機と、複数の歯車を組み合わせて成る歯車式の差動ユニットと、このトロイダル型無段変速機の変速比の変更を制御する為の制御器とを備え、

このトロイダル型無段変速機は、上記差動ユニットの第一の入力部と共に上記入力軸により回転駆動される入力側ディスクと、この入力側ディスクと同心に、且つ、この入力側ディスクに対する相対回転を自在として支持され、上記差動ユニットの第二の入力部に接続された出力側ディスクと、これら両ディスク同士の間に挟持された複数個のパワーローラと、これら各パワーローラを回転自在に支持した複数個の支持部材と、これら各支持部材を変位させて上記入力側ディスクと上記出力側ディスクとの間の変速比を変えるアクチュエータとを備えたものであり、

上記差動ユニットは、上記第一、第二の入力部同士の間の速度差に応じた回転を取り出して上記出力軸に伝達するものであり、

上記入力側ディスクの回転速度を検出する為の入力側回転センサと、上記出力側ディスクの回転速度を検出する為の出力側回転センサとを備えており、

上記制御器は、次の①～③の機能を有するものである無段変速装置。

① 上記トロイダル型無段変速機の変速比を調節して上記差動ユニットを構成する複数の歯車の相対的変位速度を変化させる事により、上記入力軸を一方向に回転させた状態のまま上記出力軸の回転状態を、停止状態を挟んで正転及び逆転に

変換する機能。

② 上記トロイダル型無段変速機の変速比を、機械的に限定された範囲内で変える事により、このトロイダル型無段変速機を通過するトルクを調節する機能。

③ 上記入力軸の回転を上記出力軸の回転に伝達しない、非走行状態が選択されている事を条件に、上記トロイダル型無段変速機を通過するトルクの目標値として0以外の値を設定し、上記入力側、出力側両回転検出センサの検出信号により求められる上記入力側ディスクと上記出力側ディスクとの速度比が、予め設定した所定値になる様に、上記トロイダル型無段変速機の変速比を制御する機能。

【請求項6】 入力側ディスクと出力側ディスクとの速度比が、予め設定した所定値になる様にトロイダル型無段変速機の変速比を制御した状態でのアクチュエータを変位させる為の信号を、入力軸を回転させたまま出力軸を停止可能とする為の信号として学習し、更に記憶しておく機能を有する、請求項5に記載した無段変速装置。

【請求項7】 運転席に設けたセレクトレバーがパーキングレンジ又はニュートラルレンジに位置する事で、非走行状態が選択された事を検出する、請求項1～6の何れかに記載した無段変速装置。

【請求項8】 トロイダル型無段変速機の変速比を変える為の制御弁の構成部材を、モータの出力ロッドと差圧シリンダのスプールとで動かす構成を有し、非走行状態が選択された場合に上記構成部材が変位する方向を一義的に規制している、請求項1～7の何れかに記載した無段変速装置。

【請求項9】 差圧シリンダを構成する1対の油圧室内への圧油の送り込み状態は、前後進切換弁を構成するスプールの軸方向変位に基づいて規制されるものであり、このスプールの軸方向位置は、上記前後進切換弁に内蔵したばねにより、この前後進切換弁内に油圧が導入されていない状態で一義的に規制される、請求項8に記載した無段変速装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明は、車両（自動車）用自動変速装置として利用する、トロイダル型無

段変速機を組み込んだ無段変速装置の改良に関し、停車時若しくは極低速での特性を向上させるものである。

【0002】

【従来の技術】

自動車用自動変速装置として、図6～8に示す様なトロイダル型無段変速機を使用する事が研究され、一部で実施されている。このトロイダル型無段変速機は、ダブルキャビティ型と呼ばれるもので、入力軸1の両端部周囲に入力側ディスク2、2を、ボールスプライン3、3を介して支持している。従ってこれら両入力側ディスク2、2は、互いに同心に、且つ、同期した回転を自在に支持されている。又、上記入力軸1の中間部周囲に出力歯車4を、この入力軸1に対する相対回転を自在として支持している。そして、この出力歯車4の中心部に設けた円筒部の両端部に出力側ディスク5、5を、それぞれスプライン係合させている。従ってこれら両出力側ディスク5、5は、上記出力歯車4と共に、同期して回転する。

【0003】

又、上記各入力側ディスク2、2と上記各出力側ディスク5、5との間には、それぞれ複数個ずつ（通常2～3個ずつ）のパワーローラ6、6を挟持している。これら各パワーローラ6、6は、それぞれトラニオン7、7の内側面に、支持軸8、8及び複数の転がり軸受を介して、回転自在に支持されている。上記各トラニオン7、7は、それぞれの長さ方向（図6、8の上下方向、図7の表裏方向）両端部に、これら各トラニオン7、7毎に互いに同心に設けられた枢軸9、9を中心として揺動変位自在である。これら各トラニオン7、7を傾斜させる動作は、油圧式のアクチュエータ10、10により、これら各トラニオン7、7を上記枢軸9、9の軸方向に変位させる事で行なうが、総てのトラニオン7、7の傾斜角度は、油圧式及び機械式に互いに同期させる。

【0004】

即ち、前記入力軸1と出力歯車4との間の変速比を変えるべく、上記各トラニオン7、7の傾斜角度を変える場合には、上記各アクチュエータ10、10により上記各トラニオン7、7を、それぞれ逆方向に、例えば、図8の右側のパワー

ローラ 6 を同図の下側に、同図の左側のパワーローラ 6 を同図の上側に、それぞれ同じ距離だけ変位させる。この結果、これら各パワーローラ 6、6 の周面と上記各入力側ディスク 2、2 及び各出力側ディスク 5、5 の内側面との当接部に作用する、接線方向の力の向きが変化（当接部にサイドスリップが発生）する。そして、この力の向きの変化に伴って上記各トラニオン 7、7 が、支持板 11、11 に枢支された枢軸 9、9 を中心として、互いに逆方向に揺動（傾斜）する。この結果、上記各パワーローラ 6、6 の周面と上記入力側、出力側各ディスク 2、5 の内側面との当接位置が変化し、上記入力軸 1 と出力歯車 4 との間の回転変速比が変化する。

【0005】

上記各アクチュエータ 10、10 への圧油の給排状態は、これら各アクチュエータ 10、10 の数に関係なく 1 個の制御弁 12 により行ない、何れか 1 個のトラニオン 7 の動きをこの制御弁 12 にフィードバックする様にしている。この制御弁 12 は、ステッピングモータ 13 により軸方向（図 8 の左右方向、図 6 の表裏方向）に変位させられるスリーブ 14 と、このスリーブ 14 の内径側に軸方向の変位自在に嵌装されたスプール 15 とを有する。又、上記各トラニオン 7、7 と上記各アクチュエータ 10、10 のピストン 16、16 とを連結するロッド 17、17 のうち、何れか 1 個のトラニオン 7 に付属のロッド 17 の端部にプリセスクム 18 を固定しており、このプリセスクム 18 とリンク腕 19 とを介して、上記ロッド 17 の動き、即ち、軸方向の変位量と回転方向の変位量との合成値を上記スプール 15 に伝達する、フィードバック機構を構成している。又、上記各トラニオン 7、7 同士の間には同期ケーブル 20 を掛け渡して、油圧系の故障時にも、これら各トラニオン 7、7 の傾斜角度を、機械的に同期させられる様にしている。

【0006】

変速状態を切り換える際には、上記ステッピングモータ 13 により上記スリーブ 14 を、得ようとする変速比に見合う所定位置にまで変位させて、上記制御弁 12 の所定方向の流路を開く。この結果、上記各アクチュエータ 10、10 に圧油が、所定方向に送り込まれて、これら各アクチュエータ 10、10 が上記各ト

ラニオン 7、7 を所定方向に変位させる。即ち、上記圧油の送り込みに伴ってこれら各トラニオン 7、7 が、前記各枢軸 9、9 の軸方向に変位しつつ、これら各枢軸 9、9 を中心に揺動する。そして、上記何れか 1 個のトラニオン 7 の動き（軸方向及び揺動変位）が、上記ロッド 17 の端部に固定したプリセカム 18 とリンク腕 19 とを介して上記スプール 15 に伝達され、このスプール 15 を軸方向に変位させる。この結果、上記トラニオン 7 が所定量変位した状態で、上記制御弁 12 の流路が閉じられ、上記各アクチュエータ 10、10 への圧油の給排が停止される。

【0007】

この際の上記トラニオン 7 及び上記プリセカム 18 のカム面 21 の変位に基づき上記制御弁 12 の動きは、次の通りである。先ず、上記制御弁 12 の流路が開かれる事に伴って上記トラニオン 7 が軸方向に変位すると、前述した様に、パワローラ 6 の周面と入力側ディスク 2 及び出力側ディスク 5 の内側面との当接部に発生するサイドスリップにより、上記トラニオン 7 が上記各枢軸 9、9 を中心とする揺動変位を開始する。又、上記トラニオン 7 の軸方向変位に伴って上記カム面 21 の変位が、上記リンク腕 19 を介して上記スプール 15 に伝わり、このスプール 15 が軸方向に変位して、上記制御弁 12 の切り換え状態を変更する。具体的には、上記アクチュエータ 10 により上記トラニオン 7 を中立位置に戻す方向に、上記制御弁 12 が切り換わる。

【0008】

従って上記トラニオン 7 は、軸方向に変位した直後から、中立位置に向け、逆方向に変位し始める。但し、上記トラニオン 7 は、中立位置からの変位が存在する限り、上記各枢軸 9、9 を中心とする揺動を継続する。この結果、上記プリセカム 18 のカム面 21 の円周方向に関する変位が、上記リンク腕 19 を介して上記スプール 15 に伝わり、このスプール 15 が軸方向に変位する。そして、上記トラニオン 7 の傾斜角度が、得ようとする変速比に見合う所定角度に達した状態で、このトラニオン 7 が中立位置に復帰すると同時に、上記制御弁 12 が閉じられて、上記アクチュエータ 10 への圧油の給排が停止される。この結果上記トラニオン 7 の傾斜角度が、前記ステッピングモータ 13 により前記スリーブ 14

を軸方向に変位させた量に見合う角度になる。

【0009】

上述の様なトロイダル型無段変速機の運転時には、エンジン等の動力源に繋がる駆動軸 22 により一方（図 6、7 の左方）の入力側ディスク 2 を、図示の様なローディングカム式の押圧装置 23 を介して回転駆動する。この結果、前記入力軸 1 の両端部に支持された 1 対の入力側ディスク 2、2 が、互いに近づく方向に押圧されつつ同期して回転する。そして、この回転が、上記各パワーローラ 6、6 を介して上記各出力側ディスク 5、5 に伝わり、前記出力歯車 4 から取り出される。

【0010】

この様に上記各入力側ディスク 2、2 から上記各出力側ディスク 5、5 に動力を伝達する際に、上記各トラニオン 7、7 には、それぞれの内側面に支持した上記各パワーローラ 6、6 の周面と上記各ディスク 2、5 の内側面との転がり接触部（トラクション部）での摩擦に伴って、それぞれの両端部に設けた枢軸 9、9 の軸方向の力が加わる。この力は、所謂 $2F_t$ と呼ばれるもので、その大きさは、上記各入力側ディスク 2、2 から上記各出力側ディスク 5、5（或は出力側ディスク 5、5 から入力側ディスク 2、2）に伝達するトルクに比例する。そして、この様な力 $2F_t$ は、前記各アクチュエータ 10、10 により支承する。従って、トロイダル型無段変速機の運転時に、これら各アクチュエータ 10、10 を構成するピストン 16、16 の両側に存在する 1 対の油圧室 24a、24b 同士の間の圧力差は、上記力 $2F_t$ の大きさに比例する。

【0011】

上記入力軸 1 と出力歯車 4 との回転速度を変える場合で、先ず入力軸 1 と出力歯車 4 との間で減速を行なう場合には、上記各アクチュエータ 10、10 により上記各トラニオン 7、7 を上記各枢軸 9、9 の軸方向に移動させ、これら各トラニオン 7、7 を図 7 に示す位置に揺動させる。そして、上記各パワーローラ 6、6 の周面をこの図 7 に示す様に、上記各入力側ディスク 2、2 の内側面の中心寄り部分と上記各出力側ディスク 5、5 の内側面の外周寄り部分とにそれぞれ当接させる。反対に、増速を行なう場合には、上記各トラニオン 7、7 を図 7 と反対

方向に揺動させ、上各パワーローラ 6、6 の周面を、この図 7 に示した状態とは逆に、上記各入力側ディスク 2、2 の内側面の外周寄り部分と上記各出力側ディスク 5、5 の内側面の中心寄り部分とに、それぞれ当接する様に、上記各トラニオン 7、7 を傾斜させる。これら各トラニオン 7、7 の傾斜角度を中間にすれば、入力軸 1 と出力歯車 4 との間で、中間の変速比（速度比）を得られる。

【0012】

更に、上述の様に構成され作用するトロイダル型無段変速機を実際の自動車用の無段変速機に組み込む場合、遊星歯車機構等の歯車式の差動ユニットと組み合わせて無段変速装置を構成する事が、従来から提案されている。例えば特許文献 1 には、所謂ギヤード・ニュートラルと呼ばれ、入力軸を一方向に回転させたまま、出力軸の回転状態を、停止状態を挟んで正転、逆転に切り換えられる無段変速装置が記載されている。図 9 は、この様な特許文献 1 に記載された無段変速装置を示している。この無段変速装置は、トロイダル型無段変速機 25 と遊星歯車式変速機 26 とを組み合わせて成る。このうちのトロイダル型無段変速機 25 は、入力軸 1 と、1 対の入力側ディスク 2、2 と、出力側ディスク 5a と、複数のパワーローラ 6、6 とを備える。図示の例では、この出力側ディスク 5a は、1 対の出力側ディスクの外側面同士を突き合わせて一体とした如き構造を有する。

【0013】

又、上記遊星歯車式変速機 26 は、上記入力軸 1 及び一方（図 9 の右方）の入力側ディスク 2 に結合固定されたキャリア 27 を備える。このキャリア 27 の径方向中間部に、その両端部にそれぞれ遊星歯車素子 28a、28b を固設した第一の伝達軸 29 を、回転自在に支持している。又、上記キャリア 27 を挟んで上記入力軸 1 と反対側に、その両端部に太陽歯車 30a、30b を固設した第二の伝達軸 31 を、上記入力軸 1 と同心に、回転自在に支持している。そして、上記各遊星歯車素子 28a、28b と、上記出力側ディスク 5a にその基端部（図 9 の左端部）を結合した中空回転軸 32 の先端部（図 9 の右端部）に固設した太陽歯車 33 又は上記第二の伝達軸 31 の一端部（図 9 の左端部）に固設した太陽歯車 30a とを、それぞれ噛合させている。又、一方（図 9 の左方）の遊星歯車素子 28a を、別の遊星歯車素子 34 を介して、上記キャリア 27 の周囲に回転自

在に設けたリング歯車 35 に嚙合させている。

【0014】

一方、上記第二の伝達軸 31 の他端部（図 9 の右端部）に固設した太陽歯車 30b の周囲に設けた第二のキャリア 36 に遊星歯車素子 37a、37b を、回転自在に支持している。尚、この第二のキャリア 36 は、上記入力軸 1 及び第二の伝達軸 31 と同心に配置された、出力軸 38 の基端部（図 9 の左端部）に固設されている。又、上記各遊星歯車素子 37a、37b は、互いに嚙合すると共に、一方の遊星歯車素子 37a が上記太陽歯車 30b に、他方の遊星歯車素子 37b が、上記第二のキャリア 36 の周囲に回転自在に設けた第二のリング歯車 39 に、それぞれ嚙合している。又、上記リング歯車 35 と上記第二のキャリア 36 とを低速用クラッチ 40 により係脱自在とすると共に、上記第二のリング歯車 39 とハウジング等の固定の部分とを、高速用クラッチ 41 により係脱自在としている。

【0015】

上述の様な、図 9 に示した無段変速装置の場合、上記低速用クラッチ 40 を接続すると共に上記高速用クラッチ 41 の接続を断った、所謂低速モード状態では、上記入力軸 1 の動力が上記リング歯車 35 を介して上記出力軸 38 に伝えられる。そして、前記トロイダル型無段変速機 25 の変速比を変える事により、無段変速装置全体としての変速比、即ち、上記入力軸 1 と上記出力軸 38 との間の変速比が変化する。この様な低速モード状態では、無段変速装置全体としての変速比は、無限大に変化する。即ち、上記トロイダル型無段変速機 25 の変速比を調節する事により、上記入力軸 1 を一方向に回転させた状態のまま上記出力軸 38 の回転状態を、停止状態を挟んで、正転、逆転の変換自在となる。

【0016】

尚、この様な低速モード状態での加速若しくは定速走行時に、上記トロイダル型無段変速機 25 を通過するトルク（通過トルク）は、上記入力軸 1 から、キャリア 27 及び第一の伝達軸 29 と太陽歯車 33 と中空回転軸 32 とを介して出力側ディスク 5a に加わり、更にこの出力側ディスク 5a から各パワーローラ 6、6 を介して各入力側ディスク 2、2 に加わる。即ち、加速若しくは定速走行時に

上記トロイダル型無段変速機 25 を通過するトルクは、上記各入力側ディスク 2、2 が上記各パワーローラ 6、6 からトルクを受ける方向に循環する。

【0017】

これに対して、上記低速用クラッチ 40 の接続を断ち、上記高速用クラッチ 41 を接続した、所謂高速モード状態では、上記入力軸 1 の動力が上記第一、第二の伝達軸 29、31 を介して上記出力軸 38 に伝えられる。そして、上記トロイダル型無段変速機 25 の変速比を変える事により、無段変速装置全体としての変速比が変化する。この場合には、上記トロイダル型無段変速機 25 の変速比を大きくする程、無段変速装置全体としての変速比が大きくなる。

尚、この様な高速モード状態での加速若しくは定速走行時に、上記トロイダル型無段変速機 25 を通過するトルクは、各入力側ディスク 2、2 が各パワーローラ 6、6 にトルクを付加する方向に加わる。

【0018】

例えば図 9 に示す様な構造を有し、入力軸 1 を回転させた状態のまま出力軸 38 を停止させる、所謂無限大の変速比を実現できる無段変速装置の場合、この出力軸 38 を停止させた状態を含み、変速比を極端に大きくした状態で、上記トロイダル型無段変速機 25 に加わるトルクを適正值に維持する事が、このトロイダル型無段変速機 25 の耐久性確保と、運転操作の容易性確保との面から重要である。何となれば、「回転駆動力＝回転速度×トルク」の関係から明らかな通り、変速比が極端に大きく、上記入力軸 1 が回転したまま上記出力軸 38 が停止又は極低速で回転する状態では、上記トロイダル型無段変速機 25 を通過するトルク（通過トルク）が、上記入力軸 1 に加わるトルクに比べて大きくなる。この為、上記トロイダル型無段変速機 25 の耐久性を、このトロイダル型無段変速機 25 を大型化する事なく確保する為には、上述の様にトルクを適正值に納める為に厳密な制御を行なう必要が生じる。具体的には、上記入力軸 1 に入力するトルクをできるだけ小さくしつつ、上記出力軸 38 を停止させる為、駆動源を含めた制御が必要になる。

【0019】

又、上記変速比が極端に大きな状態では、上記トロイダル型無段変速機 25 の

変速比が僅かに変化した場合にも、上記出力軸 38 に加わるトルクが大きく変化する。この為、上記トロイダル型無段変速機 25 の変速比調節が厳密に行なわれないと、運転者に違和感を与えたり、運転操作を行ないにくくする可能性がある。例えば、自動車用の自動変速装置の場合、停止時には運転者がブレーキを踏んだままで、停止状態を維持する事が行なわれる。このような場合に、上記トロイダル型無段変速機 25 の変速比調節が厳密に行なわれず、上記出力軸 38 に大きなトルクが加わると、停車時に上記ブレーキペダルを踏み込む為に要する力が大きくなり、運転者の疲労を増大させる。逆に、発進時に上記トロイダル型無段変速機 25 の変速比調節が厳密に行なわれず、上記出力軸 38 に加わるトルクが小さ過ぎると、滑らかな発進が行なわれなくなったり、上り坂での発進時に車両が後退する可能性がある。従って、停止時若しくは極低速走行時には、駆動源から上記入力軸 1 に伝達するトルクを制御する他、上記トロイダル型無段変速機 25 の変速比調節を厳密に行なう必要がある。

【0020】

このような点を考慮して、特許文献 2 には、トラニオンを変位させる為の油圧式のアクチュエータ部分の圧力差を直接制御する事により、トロイダル型無段変速機を通過するトルク（通過トルク）を規制する構造が記載されている。

但し、上記特許文献 2 に記載されている様な構造の場合には、上記圧力差のみで制御を行なう為、上記通過トルクが目標値に一致した瞬間にトラニオンの姿勢を停止させる事が難しい。具体的には、トルク制御の為に上記トラニオンを変位させる量が大きくなる為、上記通過トルクが目標値に一致した瞬間にトラニオンが停止せずにそのまま変位を継続する、所謂オーバシュート（更にはこれに伴うハンチング）が生じ易く、上記通過トルクの制御が安定しない。

【0021】

特に、図 6～8 に示した一般的なハーフトロイダル型無段変速機の様に、トラニオン 7、7 の両端部に設けた各枢軸 9、9 の方向と、入力側、出力側各ディスク 2、5 の中心軸の方向とが互いに直角方向である、所謂キャストアングルを持たないトロイダル型無段変速機 25 の場合に、上記オーバシュートが生じ易い。これに対して、一般的なフルトロイダル型無段変速機の様に、キャストアングル

を持った構造の場合には、オーバシュートを収束させる方向の力が作用する為、上記特許文献2に記載されている様な構造でも、十分なトルク制御を行なえるものと考えられる。

【0022】

【特許文献1】

特開 2000-220719 号公報

【特許文献2】

特開平 10-103461 号公報

【0023】

【先発明の説明】

この様な事情に鑑みて、本発明者は先に、一般的なハーフトロイダル型無段変速機の様に、キャストアングルを持たないトロイダル型無段変速機を組み込んだ無段変速装置でも、このトロイダル型無段変速機を通過するトルク（通過トルク）の制御を厳密に行なえる方法及び装置を発明した（特願 2002-116185 号）。

図 10 は、この様な先発明の制御方法及び装置の対象となる、無段変速装置の構造の 1 例を示している。この図 10 に示した無段変速装置は、前述の図 9 に示した従来から知られている無段変速装置と同様の機能を有するものであるが、遊星歯車式変速機 26a 部分の構造を工夫する事により、この遊星歯車式変速機 26a 部分の組立性を向上させている。

【0024】

入力軸 1 及び 1 対の入力側ディスク 2、2 と共に回転するキャリア 27a の両側面に、それぞれがダブルピニオン型である、第一、第二の遊星歯車 42、43 を支持している。即ち、これら第一、第二の遊星歯車 42、43 は、それぞれ 1 対ずつの遊星歯車素子 44a、44b、45a、45b により構成している。そして、これら各遊星歯車素子 44a、44b、45a、45b を、互いに嚙合させると共に、内径側の遊星歯車素子 44a、45a を、出力側ディスク 5a にその基端部（図 10 の左端部）を結合した中空回転軸 32a の先端部（図 10 の右端部）及び伝達軸 46 の一端部（図 10 の左端部）にそれぞれ固設した第一、第

二の太陽歯車 47、48 に、外径側の遊星歯車素子 44b、45b をリング歯車 49 に、それぞれ噛合させている。

【0025】

一方、上記伝達軸 46 の他端部（図 10 の右端部）に固設した第三の太陽歯車 50 の周囲に設けた第二のキャリア 36a に遊星歯車素子 51a、51b を、回転自在に支持している。尚、この第二のキャリア 36a は、上記入力軸 1 と同心に配置された出力軸 38a の基端部（図 10 の左端部）に固設されている。又、上記各遊星歯車素子 51a、51b は、互いに噛合すると共に、内径側の遊星歯車素子 51a を上記第三の太陽歯車 50 に、外径側の遊星歯車素子 51b を、上記第二のキャリア 36a の周囲に回転自在に設けた第二のリング歯車 39a に、それぞれ噛合させている。又、上記リング歯車 49 と上記第二のキャリア 36a とを低速用クラッチ 40a により係脱自在とすると共に、上記第二のリング歯車 39a とハウジング等の固定の部分とを、高速用クラッチ 41a により係脱自在としている。

【0026】

この様に構成する改良された無段変速装置の場合、上記低速用クラッチ 40a を接続し、上記高速用クラッチ 41a の接続を断った状態では、上記入力軸 1 の動力が上記リング歯車 49 を介して上記出力軸 38a に伝えられる。そして、トロイダル型無段変速機 25 の変速比を変える事により、無段変速装置全体としての速度比 e_{CVT} 、即ち、上記入力軸 1 と上記出力軸 38a との間の速度比が変化する。この際のトロイダル型無段変速機 25 の速度比 e_{CVU} と無段変速装置全体としての速度比 e_{CVT} との関係は、上記リング歯車 49 の歯数 m_{49} と前記第一の太陽歯車 47 の歯数 m_{47} との比を i_1 ($=m_{49}/m_{47}$) とした場合に、次の (1) 式で表される。

$$e_{CVT} = (e_{CVU} + i_1 - 1) / i_1 \quad \text{--- (1)}$$

そして、例えば上記歯数同士の比 i_1 が 2 である場合に、上記両速度比 e_{CVU} 、 e_{CVT} 同士の関係が、図 11 に線分 α で示す様に变化する。

【0027】

これに対して、上記低速用クラッチ 40a の接続を断ち、上記高速用クラッチ

4 1 a を接続した状態では、上記入力軸 1 の動力が、前記第一の遊星歯車 4 2、上記リング歯車 4 9、前記第二の遊星歯車 4 3、前記伝達軸 4 6、前記各遊星歯車素子 5 1 a、5 1 b、上記第二のキャリア 3 6 a を介して、上記出力軸 3 8 a に伝えられる。そして、上記トロイダル型無段変速機 2 5 の速度比 e_{CVU} を変える事により、無段変速装置全体としての速度比 e_{CVT} が変化する。この際のトロイダル型無段変速機 2 5 の速度比 e_{CVU} と無段変速装置全体としての速度比 e_{CVT} との関係は、次の (2) 式の様になる。尚、この (2) 式中、 i_1 は上記リング歯車 4 9 の歯数 m_{49} と前記第一太陽歯車 4 7 の歯数 m_{47} との比 (m_{49}/m_{47}) を、 i_2 は上記リング歯車 4 9 の歯数 m_{49} と前記第二の太陽歯車 4 8 の歯数 m_{48} との比 (m_{49}/m_{48}) を、 i_3 は前記第二のリング歯車 3 9 a の歯数 m_{39} と前記第三の太陽歯車 5 0 の歯数 m_{50} との比 (m_{39}/m_{50}) を、それぞれ表している。

$$e_{CVT} = \{1 / (1 - i_3)\} \cdot \{1 + (i_2 / i_1) (e_{CVU} - 1)\} \quad \text{--- (2)}$$

そして、上記各比のうち、 i_1 が 2、 i_2 が 2.2、 i_3 が 2.8 である場合に、上記両速度比 e_{CVU} 、 e_{CVT} 同士の関係が、図 11 に線分 β で示す様に变化する。

【0028】

上述の様に構成し作用する無段変速装置の場合、図 11 の線分 α から明らかな通り、前記入力軸 1 を回転させた状態のまま上記出力軸 3 8 a を停止させる、所謂変速比無限大の状態を造り出せる。但し、この様に入力軸 1 を回転させた状態のまま上記出力軸 3 8 a を停止させたり、或は極く低速で回転させる状態では、前述した通り、上記トロイダル型無段変速機 2 5 を通過するトルク（通過トルク）が、駆動源であるエンジンから上記入力軸 1 に加えられるトルクよりも大きくなる。この為、車両の停止時又は微速運行時には、上記通過トルクが過大（或は過小に）にならない様にする為、駆動源から上記入力軸 1 に入力されるトルクを適正に規制する必要がある。

【0029】

又、上記微速運行時、出力軸 3 8 a を停止させる状態に近い状態、即ち、上記無段変速装置の変速比が非常に大きく、上記入力軸 1 の回転速度に比べて上記出

力軸 38a の回転速度が大幅に遅い状態では、この出力軸 38a に加わるトルクが、上記無段変速装置の変速比の僅かな変動により、大幅に変動する。この為、円滑な運転操作を確保する為に、やはり駆動源から上記入力軸 1 に入力されるトルクを適正に規制する必要がある。

【0030】

尚、この様な低速モード状態での加速若しくは定速走行時に、上記通過トルクは、前述の図 9 に示す従来構造と同様に、入力軸 1 からキャリヤ 27a 及び第一の遊星歯車 42 と第一の太陽歯車 47 と中空回転軸 32a とを介して出力側ディスク 5a に加わり、更にこの出力側ディスク 5a から各パワーローラ 6、6（図 9 参照）を介して各入力側ディスク 2、2 に加わる。即ち、加速若しくは定速走行時に上記通過トルクは、上記各入力側ディスク 2、2 が上記各パワーローラ 6、6 からトルクを受ける方向に循環する。

【0031】

この為に、先発明による変速比の制御方法及び装置の場合には、図 12 に示す様にして、上記駆動源から上記入力軸 1 に入力されるトルクを適正に規制する様にしている。先ず、上記駆動源であるエンジンの回転速度を大まかに制御する。即ち、このエンジンの回転速度を、図 12 の w 範囲内の点 a に規制する。これと共に、この制御されたエンジンの回転速度に上記無段変速装置の入力軸 1 の回転速度を一致させる為に必要とされる、上記トロイダル型無段変速機 25 の変速比を設定する。この設定作業は、前述の（1）式に基づいて行なう。即ち、先発明の方法によりエンジンから上記入力軸 1 に伝達するトルクを厳密に規制する必要があるのは、前記低速用クラッチ 40a を接続し、前記高速用クラッチ 41a の接続を断った、所謂低速モード時である。従って、上記入力軸 1 の回転速度を、必要とする出力軸 38a の回転速度に対応した値とすべく、上記（1）式により、上記トロイダル型無段変速機 25 の変速比を設定する。

【0032】

又、上記トロイダル型無段変速機 25 に組み込んだトラニオン 7、7 を枢軸 9、9 の軸方向に変位させる為の油圧式のアクチュエータ 10、10 を構成する 1 対の油圧室 24a、24b（図 8 及び後述する図 14 参照）同士の間の圧力差を

、油圧センサ 52（後述する図 2 参照）により測定する。この油圧測定作業は、上記エンジンの回転速度を大まか（但し回転速度を一定に保つ状態）に制御し、これに対応して、上述の様に、（1）式により上記トロイダル型無段変速機 25 の変速比を設定した状態で行なう。そして、測定作業に基づいて求めた上記圧力差により、上記トロイダル型無段変速機 25 を通過するトルク（通過トルク） T_{CVU} を算出する。

【0033】

即ち、上記圧力差は、上記トロイダル型無段変速機 25 の変速比が一定である限り、このトロイダル型無段変速機 25 を通過するトルク T_{CVU} に比例する為、上記圧力差により、このトルク T_{CVU} を求める事ができる。この理由は、前述した様に、上記各アクチュエータ 10、10 が、入力側ディスク 2、2 から上記出力側ディスク 5a（或は出力側ディスク 5a から入力側ディスク 2、2）に伝達されるトルク（＝トロイダル型無段変速機 25 を通過するトルク T_{CVU} ）に比例する大きさを有する、 $2F_t$ なる力を支承する為である。

【0034】

一方、上記トルク T_{CVU} は、次の（3）式によっても求められる。

$$T_{CVU} = e_{CVU} \cdot T_{IN} / \{ e_{CVU} + (i_1 - 1) \eta_{CVU} \} \quad \text{--- (3)}$$

この（3）式中、 e_{CVU} は上記トロイダル型無段変速機 25 の速度比を、 T_{IN} は上記エンジンから前記入力軸 1 に入力されるトルクを、 i_1 は第一の遊星歯車 42 に関する遊星歯車変速機の歯数比（リング歯車 49 の歯数 m_{49} と第一の太陽歯車 47 の歯数 m_{47} との比）を、 η_{CVU} は上記トロイダル型無段変速機 25 の効率を、それぞれ表している。

【0035】

そこで、上記圧力差から求めた、実際にトロイダル型無段変速機 25 を通過するトルク T_{CVU1} と、上記（3）式から求めた、目標とする通過トルク T_{CVU2} とに基づいて、この実際に通過するトルク T_{CVU1} と目標値 T_{CVU2} との偏差 ΔT （ $= T_{CVU1} - T_{CVU2}$ ）を求める。そして、この偏差 ΔT を解消する（ $\Delta T = 0$ とする）方向に、上記トロイダル型無段変速機 25 の速度比を調節する。尚、上記トルクの偏差 ΔT と、上記圧力差の偏差とは比例関係にあるので、上記変速比の調節作

業は、トルクの偏差によっても、圧力差の偏差によっても行なえる。即ち、トルクの偏差による変速比制御と、圧力差の偏差による変速比制御とは、技術的に見て同じ事である。

【0036】

例えば、図12に示す様に、上記トロイダル型無段変速機25を実際に通過するトルク T_{CVU1} （測定値）を目標値 T_{CVU2} に規制する領域で、前記エンジンが前記入力軸1を駆動するトルク T_{IN} が、この入力軸1の回転速度が高くなる程急激に低くなる方向に変化する場合に就いて考える。この様なエンジンの特性は、電子制御されたエンジンであれば、低速回転域でも容易に得られる。この様なエンジン特性を有する場合で、上記トルクの測定値 T_{CVU1} が同じく目標値 T_{CVU2} に比べて、各入力側ディスク2、2が各パワーローラ6、6（図7～9参照）からトルクを受ける方向の偏差を有する場合には、上記入力軸1を駆動するトルク T_{IN} を小さくする為にエンジンの回転速度を増大すべく、無段変速装置全体としての変速比を減速側に変位させる。この為に、上記トロイダル型無段変速機25の速度比を、増速側に変速する。

【0037】

但し、ブレーキペダルを踏んで停止した状態（出力軸の回転速度＝0）では、上記トロイダル型無段変速機25の内部で生じる滑り、即ち、入力側、出力側各ディスク2、5aの内側面と各パワーローラ6、6の周面（図7～9参照）との当接部（トラクション部）で生じる滑り（クリープ）により吸収できる範囲内で、上記トロイダル型無段変速機25の速度比の制御を行なう。従って、この速度比を調節できる許容範囲は、上記当接部に無理な力が加わらない範囲に止まり、低速走行時の場合に比べて限られたものとなる。

【0038】

例えば、図12で、上記目標値 T_{CVU2} がa点に存在し、上記測定値 T_{CVU1} が同図のb点に存在する場合には、上記各入力側ディスク2、2が上記パワーローラ6、6からトルクを受ける方向の偏差を有する状態となる。そこで、上記トロイダル型無段変速機25の速度比 e_{CVU} を増速側に変更して、無段変速装置（T/M）全体としての速度比 e_{CVT} を減速側に変更する。これに合わせてエンジンの

回転速度を増速し、トルクを下げる。反対に、上記測定値 T_{CVU1} が同図の c 点に存在する場合には、上記各入力側ディスク 2、2 が上記パワーローラ 6、6 にトルクを付加する方向の偏差を有する状態となる。この場合には、上述した場合とは逆に、上記トロイダル型無段変速機 25 の速度比 e_{CVU} を減速側に変更して、無段変速装置 (T/M) 全体としての速度比 e_{CVT} を増速側に変更する。これに合わせて、エンジンの回転速度を減速してトルクを上昇させる。

【0039】

以下、上記圧力差から求めた、実際にトロイダル型無段変速機 25 を通過するトルク T_{CVU1} が目標値に一致するまで、上述した動作を繰り返し行なう。即ち、1 回のトロイダル型無段変速機 25 の変速制御だけでは、このトロイダル型無段変速機 25 を通過するトルク T_{CVU1} を目標値 T_{CVU2} に一致させられない場合には、上述した動作を繰り返し行なう。この結果、前記エンジンが前記入力軸 1 を回転駆動するトルク T_{IN} を、このトロイダル型無段変速機 25 を通過するトルク T_{CVU} を目標値 T_{CVU2} にする値に近付ける事ができる。尚、この様な動作は、無段変速装置の制御器に組み込んだマイクロコンピュータからの指令により、自動的に、且つ、短時間の間に行なわれる。

【0040】

尚、図 13 は、上記トロイダル型無段変速機 25 を通過するトルク T_{CVU} と上記エンジンが上記入力軸 1 を回転駆動するトルク T_{IN} との比 (左側縦軸) と、無段変速装置全体としての速度比 e_{CVT} (横軸) と、上記トロイダル型無段変速機 25 の速度比 e_{CVU} (右側縦軸) との関係を示している。実線 a が上記通過トルク T_{CVU} と駆動トルク T_{IN} との比と、無段変速装置全体としての速度比 e_{CVT} との関係を、破線 b が上記両速度比 e_{CVT} 、 e_{CVU} 同士の関係を、それぞれ示している。先発明は、上記無段変速装置全体としての速度比 e_{CVT} を所定値に規制した状態で、上記トロイダル型無段変速機 25 を実際に通過するトルク T_{CVU1} を上記実線 a 上の点で表される目標値 (T_{CVU2}) に規制すべく、上記トロイダル型無段変速機 25 の速度比 e_{CVU} を規制するものである。

【0041】

先発明の場合、この様に上記トロイダル型無段変速機 25 を実際に通過するト

トルク T_{CVU1} を前記目標値 T_{CVU2} である上記実線 a 上の点に規制する為の制御を 2 段階に分けて、即ち、エンジンの回転速度を大まかに、即ち、上記目標値 T_{CVU2} を得られるであろうと考えられる回転速度に制御した後、この回転速度に合わせてトロイダル型無段変速機 25 の変速比制御を行なう。この為、従来方法の様なオーバシュート（及びそれに伴うハンチング）を生じさせる事なく、或は仮に生じたとしても実用上問題ない程度に低く抑えて、上記トロイダル型無段変速機 25 を実際に通過するトルク T_{CVU1} を上記目標値 T_{CVU2} に規制できる。

【0042】

尚、前述の様に、ブレーキペダルを踏んで停止した状態で前記出力軸 38a（図 10）には、上記トロイダル型無段変速機 25 の内部で生じる滑りに基づいて、駆動力（トルク）が加わる。このトルクの大きさは、従来から普及している、トルクコンバータを備えた一般的な自動変速装置で生じるクリープ力に見合う値に設定する事が考えられる。この理由は、一般的な自動変速装置の操作に慣れた運転者に違和感を与えない為である。又、上記トルクの方角は、運転席に設けた操作レバーの操作位置により決定する。この操作レバーが前進方向位置（Dレンジ）を選択された場合には、上記出力軸 38a に前進方向にトルクを付与し、後退方向位置（Rレンジ）を選択された場合には、後退方向にトルクを付与する。

【0043】

次に、上述の様にトロイダル型無段変速機 25 を実際に通過するトルク T_{CVU1} を目標値 T_{CVU2} に一致させるべく、このトロイダル型無段変速機 25 の速度比を制御する部分の回路に就いて、図 14 により説明する。トラニオン 7 を枢軸 9、9（図 8 参照）の軸方向（図 14 の上下方向）に変位させる為の油圧式のアクチュエータ 10 を構成する 1 対の油圧室 24a、24b に、制御弁 12 を通じて、圧油を給排自在としている。この制御弁 12 を構成するスリーブ 14 は、ステッピングモータ 13 により、リンク腕 54 とロッド 53 とを介して軸方向に変位自在としている。又、上記制御弁 12 を構成するスプール 15 は、リンク腕 19 とプリセカム 18 とロッド 17 とを介して上記トラニオン 7 と係合させ、このトラニオン 7 の軸方向変位及び揺動変位に伴って、軸方向に変位自在としている。以上の構成は、従来から知られている、トロイダル型無段変速機の変速比制御機

構と、基本的に同じである。

【0044】

特に先発明の場合には、上記スリーブ14を、上記ステッピングモータ13により駆動するのに加えて、油圧式の差圧シリンダ55によっても駆動する様にしている。即ち、上記スリーブ14に基端部を結合した上記ロッド53の先端部を上記リンク腕54の中間部に枢支すると共に、このリンク腕54の両端部に設けた長孔に、上記ステッピングモータ13或は上記差圧シリンダ55の出力部に設けたピンを係合させている。上記リンク腕54の一端部に設けた長孔内のピンが押し引きされる場合、他端部の長孔内のピンは支点となる。この様な構成により、上記スリーブ14を、上記ステッピングモータ13による他、上記差圧シリンダ55によっても軸方向に変位させられる様にしている。先発明の場合、この差圧シリンダ55による上記スリーブ14の変位により、上記トロイダル型無段変速機25を通過するトルク T_{CVU} に応じてこのトロイダル型無段変速機25の速度比 e_{CVU} を調節する様にしている。

【0045】

この為先発明の場合には、上記差圧シリンダ55に設けた1対の油圧室56a、56b内に、補正用制御弁57を通じて、互いに異なる油圧を導入自在としている。これら各油圧室56a、56bに導入される油圧は、前記アクチュエータ10を構成する1対の油圧室24a、24b内に作用する油圧 P_{DOWN} 、 P_{UP} の差圧 ΔP と、上記補正用制御弁57の開度調節用の1対の電磁弁58a、58bの出力圧の差圧 ΔP_0 とに基づいて決定される。即ち、これら両電磁弁58a、58bの開閉は、これら両電磁弁58a、58bの出力圧の差圧 ΔP_0 が前記トロイダル型無段変速機25の目標トルク T_{CVU2} に対応する目標差圧となる様に、図示しない制御器（コントローラ）により演算され、この制御器から出力される出力信号に基づいて制御される。従って、上記補正用制御弁57を構成するスプール59には、上記アクチュエータ10の油圧室24a、24b内に作用する油圧の差圧 ΔP に応じた力と、これに対抗する力となる、上記目標トルク T_{CVU2} に対応する目標差圧である上記電磁弁58a、58bの出力圧の差圧 ΔP_0 とが作用する。

【0046】

上記トロイダル型無段変速機 25 を実際に通過するトルク T_{CVU1} と上記目標トルク T_{CVU2} とが一致する場合、即ち、これら通過トルク T_{CVU1} と目標トルク T_{CVU2} との差 ΔT が 0 の場合には、上記アクチュエータ 10 の油圧室 24 a、24 b 内に作用する油圧の差圧 ΔP に応じた力と、上記電磁弁 58 a、58 b の出力圧の差圧 ΔP_0 に応じた力とが釣り合う。この為、上記補正用制御弁 57 を構成するスプール 59 は中立位置となり、上記差圧シリンダ 55 の油圧室 56 a、56 b に作用する圧力も等しくなる。この状態では、この差圧シリンダ 55 のスプール 60 は中立位置となり、上記トロイダル型無段変速機 25 の速度比は変わらない（補正されない）。

【0047】

一方、上記トロイダル型無段変速機 25 を実際に通過するトルク T_{CVU1} と上記目標トルク T_{CVU2} とに差が生じると、上記アクチュエータ 10 の油圧室 24 a、24 b 内に作用する油圧の差圧 ΔP に応じた力と、上記電磁弁 58 a、58 b の出力圧の差圧 ΔP_0 に応じた力との釣り合いが崩れる。そして、上記通過トルク T_{CVU1} と目標トルク T_{CVU2} との差 ΔT の大きさ及び方向に応じて上記補正用制御弁 57 を構成するスプール 59 が軸方向に変位し、上記差圧シリンダ 55 の油圧室 56 a、56 b 内に、上記 ΔT の大きさ及び方向に応じた適切な油圧が導入される。そして、上記差圧シリンダ 55 のスプール 60 が軸方向に変位し、これに伴って、前記制御弁 12 を構成するスリーブ 14 が軸方向に変位する。この結果、前記トラニオン 7 が枢軸 9、9 の軸方向に変位して、上記トロイダル型無段変速機 25 の速度比が変わる（補正される）。尚、この様にして変速比が変化する方向、及び変化する量は、前述の図 12～13 により説明した通りである。又、この様にトロイダル型無段変速機 25 の速度比が変位する量、即ち補正される量（速度比の補正量）は、このトロイダル型無段変速機 25 の速度比幅に対して十分小さいものである。この為に、上記差圧シリンダ 55 のスプール 60 のストロークは、前記ステッピングンモータ 13 の出力部のストロークよりも十分に小さくしている。尚、この様に小さく抑えられた上記スプール 60 のストロークが、請求項 5 の②の機能中、「機械的に限定された範囲」に相当する。

【0048】

【発明が解決しようとする課題】

上述した先発明に係る無段変速装置を実施する場合、停車時にも、この無段変速装置に組み込んだトロイダル型無段変速機の変速比調節を厳密に行なう事が好ましい。例えば、停車時に運転席に設けたセレクトレバーにより、非走行状態であるパーキングレンジ（P）又はニュートラルレンジ（N）を選択した状態から、走行状態であるドライブレンジ（D）又はリバースレンジ（R）に切り替えた瞬間に、出力軸に突然運転者が意図しないトルクが加わる事は好ましくない。この瞬間に出力軸に加わるトルクは、0若しくは一般的な自動変速機でPレンジ又はNレンジからDレンジ又はRレンジに切り替えた瞬間に加わる程度のトルク（クリープにより微速走行させる程度のトルク）以下である事が好ましい。

【0049】

この為、上記非走行状態時にも上記トロイダル型無段変速機の変速比を調節して、仮にその瞬間に走行状態が選択されても、上記出力軸に加わるトルクが0若しくは小さな値に収まる様にしておく事が好ましい。この様な制御は、理論的には、図6～8に示す様なトロイダル型無段変速機25に組み込まれたアクチュエータ10、10を、所定方向に所定量だけ変位させ、パワーローラ6、6を支持した各トラニオン7、7を、各枢軸9、9を中心として所定方向に所定角度揺動変位させる事で行なえる。

【0050】

但し、トロイダル型無段変速機25に組み込まれる部品の数は多く、しかも、そのうちの多くの部品の寸法精度及び組み付け精度が、上記トロイダル型無段変速機25の変速比に影響を及ぼす。従って、複数のトロイダル型無段変速機25を考えた場合、各トロイダル型無段変速機25に組み込んだ各アクチュエータ10、10の変位量を一定とした場合でも、これら各トロイダル型無段変速機25で実現される変速比に差（個体差）が生じる事は、或る程度避けられない。現在実施されている様に、トロイダル型無段変速機25を単独で使用する場合には、上記個体差は、余程著しい場合の他は、殆ど問題とはならない。これに対して、本発明の対象となる無段変速装置では、走行状態が選択された場合に、出力軸に

加わるトルクが 0 若しくは小さな値に収まる様にする為には、上記トロイダル型無段変速機 25 の変速比を、かなりの程度にまで厳密に規制する必要がある、上記個体差が問題となる。

本発明の無段変速装置は、この様な事情に鑑みて発明したものである。

【0051】

【課題を解決するための手段】

本発明の無段変速装置は何れも、前述の図 9 に示した従来から知られている、或は図 10 に示した先発明に係る無段変速装置と同様に、入力軸と、出力軸と、トロイダル型無段変速機と、複数の歯車を組み合わせて成る歯車式の差動ユニットと、このトロイダル型無段変速機の変速比の変更を制御する為の制御器とを備える。

又、上記トロイダル型無段変速機は、上記差動ユニットの第一の入力部と共に上記入力軸により回転駆動される入力側ディスクと、この入力側ディスクと同心に、且つ、この入力側ディスクに対する相対回転を自在として支持され、上記差動ユニットの第二の入力部に接続された出力側ディスクと、これら両ディスク同士の間挟持された複数個のパワーローラと、これら各パワーローラを回転自在に支持した複数個の支持部材と、これら各支持部材を変位させて上記入力側ディスクと上記出力側ディスクとの間の変速比を変えるアクチュエータとを備えたものである。

又、上記差動ユニットは、上記第一、第二の入力部同士の間の変速比に応じた回転を取り出して、上記出力軸に伝達するものである。

更に、上記入力側ディスクの回転速度を測定する為の入力側回転センサと、上記出力側ディスクの回転速度を測定する為の出力側回転センサとを備える。

【0052】

特に、請求項 1 に記載した無段変速装置の場合には、上記制御器は、次の①～③の機能を有する。

① 上記トロイダル型無段変速機の変速比を調節して上記差動ユニットを構成する複数の歯車の相対的変位速度を変化させる事により、上記入力軸を一方向に回転させた状態のまま上記出力軸の回転状態を、停止状態を挟んで正転及び逆転に

変換する機能。

- ② 上記入力側回転センサにより求められる上記入力側ディスクの回転速度及び上記出力側回転センサにより求められる上記出力側ディスクの回転速度と、上記差動ユニットの変速比とに基づいて、上記出力軸の回転速度を算出する機能。
- ③ 上記入力軸の回転を上記出力軸の回転に伝達しない、非走行状態が選択されている事を条件に、上記②の機能に基づいて算出される、この出力軸の回転速度が0となる状態に、上記トロイダル型無段変速機の変速比を調節する機能。

【0053】

更に、請求項5に記載した無段変速装置の場合には、上記制御器は、次の①～③の機能を有する。

- ① 上記トロイダル型無段変速機の変速比を調節して上記差動ユニットを構成する複数の歯車の相対的変位速度を変化させる事により、上記入力軸を一方向に回転させた状態のまま上記出力軸の回転状態を、停止状態を挟んで正転及び逆転に変換する機能。
- ② 上記トロイダル型無段変速機の変速比を、機械的に限定された範囲内で変える事により、このトロイダル型無段変速機を通過するトルクを調節する機能。
- ③ 上記入力軸の回転を上記出力軸の回転に伝達しない、非走行状態が選択されている事を条件に、上記トロイダル型無段変速機を通過するトルクの目標値として0以外の値を設定し、上記入力側、出力側両回転検出センサの検出信号により求められる上記入力側ディスクと上記出力側ディスクとの速度比が、予め設定した所定値になる様に、上記トロイダル型無段変速機の変速比を制御する機能。

【0054】

【作用】

上述の様に構成する本発明の無段変速装置の場合、トロイダル型無段変速機の個体差に拘らず、走行状態が選択された場合に出力軸に加わるトルクを0若しくは小さな値に収めるべく、上記トロイダル型無段変速機の変速比を厳密に規制する事ができる。

即ち、歯車式の差動ユニットの変速比には、個体差はない。この為、上記トロイダル型無段変速機の変速比を厳密に規制できさえすれば、このトロイダル型無

段変速機と上記差動ユニットとを組み合わせることで成る無段変速装置の変速比を厳密に規制できる。

【0055】

この為には本発明の場合には、入力側ディスクの回転速度と出力側ディスクの回転速度とから、上記トロイダル型無段変速機の変速比を算出する。従って、このトロイダル型無段変速機を構成する多数の部品の寸法精度や組み付け精度に関係なく、このトロイダル型無段変速機の実際の変速比を正確に求められる。そして、非走行時には、この正確な変速比を求めつつ、このトロイダル型無段変速機に組み込んだアクチュエータを変位させ、上記出力軸の回転速度、更に必要とすればこの出力軸に加わるトルクを0若しくは小さな値に収める。この為、トロイダル型無段変速機の個体差に関係なく、非走行時状態から走行状態に切り換わった瞬間に出力軸が回転し始める速度、更に必要とすればこの出力軸に加わるトルクを、厳密に規制できる。

【0056】

【発明の実施の形態】

図1～3は、本発明の実施の形態の第1例を示している。図1は、トロイダル型無段変速機25aと、差動ユニットである遊星歯車式変速機26bとを組み合わせることで成る、無段変速装置の1例を示している。この無段変速装置の構成は、基本的には、前述の図9に示した従来の、或は図10に示した先発明に係る無段変速装置と同様である。特に、本例の無段変速装置の場合には、上記遊星歯車式変速機26bの第一、第二の遊星歯車42、43を構成する各遊星歯車素子のうち、径方向外側に設ける遊星歯車素子61として、軸方向に長いものを使用している。そして、この遊星歯車素子61を、径方向内側に設けた各遊星歯車素子44a、45aに噛合させている。又、上記遊星歯車素子61と噛合するリング歯車49aとして、幅寸法の小さなものを使用している。この様な図1に示した構造によれば、直径が大きなリング歯車49aの軸方向寸法を短縮してその容積を小さくする事により、無段変速装置の軽量化を図れる。無段変速装置の機能は、上記図9に示した従来の、或は図10に示した先発明に係る無段変速装置と同じである。

【0057】

次いで、上記図1を前提としつつ、図2のブロック図により、本例の無段変速装置に就いて説明する。この図2中、太矢印は動力の伝達経路を、実線は油圧回路を、破線は電気回路を、それぞれ示している。エンジン62の出力は、ダンパ63を介して、入力軸1に入力される。このうちのダンパ63は、上記エンジン62の回転を平滑化して上記入力軸1に伝達する、弾性継手としての役目を有する。尚、本発明の特徴は、トロイダル型無段変速機25aを通過して出力軸38aに付与されるトルクの制御を厳密に行なうべく、車両の極く低速走行時若しくは停止時に、上記出力軸38aの回転速度及び回転方向を正確に測定する点にある。無段変速装置自体の構造は上述の図1に示した通りであるから、上記図2で、この図1と同等部分に関しては、できる限り、この図1に使用した符号を付して説明する。

【0058】

上記入力軸1に伝達された動力は、上記トロイダル型無段変速機25aを構成する油圧式の押圧装置23aから入力側ディスク2に伝達され、更にパワーローラ6を介して出力側ディスク5aに伝達される。これら両ディスク2、5aのうち、入力側ディスク2の回転速度は入力側回転センサ64により、出力側ディスク5aの回転速度は出力側回転センサ65により、それぞれ測定して、制御器66に輸入し、上記両ディスク2、5a間の（トロイダル型無段変速機25aの）変速比（速度比）を算出自在としている。又、上記入力軸1に伝達された動力は、直接又は上記トロイダル型無段変速機25aを介して、差動ユニットである遊星歯車式変速機26bに伝達される。そして、この遊星歯車式変速機26bの構成部材の差動成分が、クラッチ装置67を介して、上記出力軸38aに取り出される。尚、このクラッチ装置67は、上記図1及び後述する図3に示した低速用クラッチ40a及び高速用クラッチ41aを表すものである。又、本例の場合には、出力軸回転センサ68によっても、上記出力軸38aの回転速度を検出自在としている。但し、この出力軸回転センサ68は、上記入力側回転センサ64及び出力側回転センサ65の故障の有無を判定する為のフェールセーフ用に設置したもので、本発明を実施する場合に必須ではない。

【0059】

一方、前記ダンパ63部分から取り出した動力によりオイルポンプ69を駆動し、このオイルポンプ69から吐出した圧油を、上記押圧装置23aと、上記パワーローラ6を支持したトラニオン7を変位させるアクチュエータ10（図3、8、14参照）の変位量を制御する為の制御弁装置70とに、送り込み自在としている。尚、この制御弁装置70とは、前述の図14に示した制御弁12と、差圧シリンダ55と、補正用制御弁57と、後述する図3に記載した、高速用切換弁71及び低速用切換弁72とを合わせたものである。又、上記アクチュエータ10に設けた1対の油圧室24a、24b（図3、8、14参照）内の油圧を（実際には1対の）油圧センサ52により検出して、その検出信号を、上記制御器66に入力している。この制御器66は、上記油圧センサ52からの信号に基づいて、上記トロイダル型無段変速機25aの通過トルクを算出する。

【0060】

又、上記制御弁装置70は、ステッピングモータ13と、ライン圧制御用電磁開閉弁73と、上記補正用制御弁57を切り換える為の電磁弁58a（58b）と、上記高速用切換弁71及び低速用切換弁72を切り換える為のシフト用電磁弁74とにより、その作動状態を切り換えられる。そして、これらステッピングモータ13と、ライン圧制御用電磁開閉弁73と、電磁弁58a（58b）と、シフト用電磁弁74とは、何れも上記制御器66からの制御信号に基づいて切り換えられる。

【0061】

又、この制御器66には、前記各回転センサ64、65、68及び上記油圧センサ52からの信号の他、油温センサ75の検出信号と、ポジションスイッチ76の位置信号と、アクセルセンサ77の検出信号と、ブレーキスイッチ78の信号とを入力している。このうちの油温センサ75は、無段変速装置を納めたケーシング内の潤滑油（トラクションオイル）の温度を検出するものである。又、上記ポジションスイッチ76は、後述する図3に記載した手動油圧切換弁79を切り換える為に運転席に設けられたシフトレバーの操作位置を表す信号を出す為のものである。又、上記アクセルセンサ77は、アクセルペダルの開度を検出する

為のものである。更に、上記ブレーキスイッチ 78 は、ブレーキペダルが踏まれた事、或はパーキングブレーキが操作された事を検出して、その事を表す信号を発するものである。

【0062】

上記制御器 66 は、上記各スイッチ 76、78 及び各センサ 52、64、65、68、75、77 からの信号に基づいて、上記ステッピングモータ 13 と、ライン圧制御用電磁開閉弁 73 と、電磁弁 58a (58b) と、シフト用電磁弁 74 とに上記制御信号を送る他、前記エンジン 62 を制御する為のエンジンコントローラ 80 に制御信号を送る。そして、前述した先発明の場合と同様にして、入力軸 1 と出力軸 38a との間の速度比を変えたり、或は停止時若しくは極く低速走行時に前記トロイダル型無段変速機 25a を通過して上記出力軸 38a に加えられるトルク (通過トルク) を制御する。

【0063】

特に本例の場合には、前記入力側回転センサ 64 及び前記出力側回転センサ 65 の検出信号に基づいて、上記出力軸 38a の回転速度及び回転方向を算出し、上記通過トルクの制御を行なう様にしている。即ち、上記入力側、出力側両回転センサ 64、65 の検出信号を入力した上記制御器 66 は、これら両回転センサ 64、65 の検出信号に基づいて、各入力側ディスク 2、2 の回転速度 N_{ID} と出力側ディスク 5a の回転速度 N_{OD} を求める。前記エンジン 62 により前記入力軸 1 が回転駆動されている限り、上記各入力側ディスク 2、2 及び出力側ディスク 5a は、何れも十分な速度で回転する。従って、上記両センサ 64、65 により、上記各ディスク 2、5a の回転速度を確実に求められる。

【0064】

そして、上記各入力側ディスク 2、2 の回転速度 N_{ID} と出力側ディスク 5a の回転速度 N_{OD} とから求められる、上記トロイダル型無段変速機 25a の変速比 N_{OD}/N_{ID} (速度比 e_{CVT} とは正負逆) と、前記低速用クラッチ 40a を接続しての低速モード状態時の、前記遊星歯車式変速機 26b の変速比 i_1 とから、下記の (4) 式により、上記出力軸 38a の回転速度 N_{OUT} を、上記各入力側ディスク 2、2 の回転速度に対する比として求める。尚、上記遊星歯車式変速機 26b

の変速比 i_1 は、前記リング歯車 49a の歯数 m_{49} と第一の太陽歯車 47 の歯数 m_{47} との比である ($i_1 = m_{49}/m_{47}$)。

$$N_{OUT} = (i_1 - 1 - N_{OD}/N_{ID}) / i_1 \quad \text{--- (4)}$$

従って、上記出力軸 38a の回転速度の絶対値は、 $N_{OUT} \times N_{ID}$ となる。又、この (4) 式から明らかな通り、 $N_{OD}/N_{ID} = i_1 - 1$ であれば上記出力軸 38a は停止し、 $N_{OD}/N_{ID} > i_1 - 1$ であれば自動車の後退させる方向に回転し、 $N_{OD}/N_{ID} < i_1 - 1$ であれば同じく前進させる方向に回転する。

【0065】

又、上述の様な構成で本発明を実施する為に、本例の無段変速装置の場合に上記制御器 66 は、前記ポジションスイッチ 76 の信号に基づいて非走行状態 (Pレンジ又はNレンジ) を選択された場合に、上記低速用クラッチ 40a と前記高速用クラッチ 41a との接続を断つ。この状態では、上記トロイダル型無段変速機 25a の変速比に関係なく、前記入力軸 1 の回転が前記出力軸 38a に伝わる事はなくなる。又、この状態では、上記トロイダル型無段変速機 25a を通過するトルクは、(僅少の摩擦抵抗に見合うトルクを除き) 実質的に 0 である。但し、この状態でも、上記トロイダル型無段変速機 25a の変速比を適切に規制しておかないと、次に走行状態 (Dレンジ又はRレンジ) が選択された瞬間に、上記出力軸 38a が突然、必要以上のトルク、且つ、必要以上の速度で回転し始める可能性がある。この様な事態が発生すると、運転者に違和感を与える他、各部の耐久性に悪影響を及ぼす。

【0066】

そこで請求項 1 に記載した発明の場合には、上記両クラッチ 40a、41a が繋がれた場合でも上記出力軸 38a の回転速度が 0 となる様に、上記トロイダル型無段変速機 25a の変速比を規制する。この場合に好ましくは、請求項 3 に記載した様に、このトロイダル型無段変速機 25a を通過するトルクの目標値を (上述の様に非走行状態での実質的通過トルクの値である) 0 にした状態で、このトロイダル型無段変速機 25a の変速比を調節する。又、請求項 5 に記載した発明の場合には、上記両クラッチ 40a、41a が繋がれた場合に上記出力軸 38a の回転速度が、ブレーキペダルの踏み込みにより停止させられる程度の低速と

なり、且つ、この出力軸 38 a に加わるトルクが小さくなる様に、上記トロイダル型無段変速機 25 a の変速比を調節する。何れの場合でも、図面に表れる構造は同じであるから、以下、それぞれの場合に就いて説明する。

【0067】

先ず、請求項 1 に記載した発明の場合に上記制御器 66 は、前記遊星歯車式変速機 26 b の変速比 i_1 と上記トロイダル型無段変速機 25 a の変速比 N_{OD}/N_{ID} とに基づいて、非走行状態時の上記出力軸 38 a の回転速度の絶対値 $N_{OUT} \times N_{ID}$ を求め、この回転速度を 0 にする。この為に、トロイダル型無段変速機 25 a の変速比 N_{OD}/N_{ID} を $i_1 - 1$ とする ($N_{OD}/N_{ID} = i_1 - 1$)。この際、好ましくは、請求項 3 に記載した様に、上記トロイダル型無段変速機 25 a を通過して上記出力軸 38 a に伝わるトルクの目標値を 0 にした状態で上記出力軸 38 a の回転速度を 0 とすべく、上記トロイダル型無段変速機 25 a の変速比 N_{OD}/N_{ID} を調節する。この調節は、前述した先発明の様にして (図 12 の a 点を横軸上に設定して) 行なう。

【0068】

又、この調節作業は、前記制御器 66 からの指令に基づいて変位する前記アクチュエータ 10 により、前記トラニオン 7 を枢軸 9、9 の軸方向に変位させる事で行なう。この際に、前記両回転センサ 64、65 の検出信号に基づいて前記各入力側ディスク 2、2 の回転速度 N_{ID} と前記出力側ディスク 5 a の回転速度 N_{OD} とを求めつつ、前記制御弁装置 70 をフィードバック制御する。そして、上記トロイダル型無段変速機 25 a の変速比 N_{OD}/N_{ID} が $i_1 - 1$ になった状態で、上記アクチュエータ 10 を停止させる。そして、この状態での上記制御弁装置 70 の構成各部の状態を学習し、上記制御器 66 のメモリに記憶させる。そして、次に前記ポジションスイッチ 76 が非走行状態に切り替えられた場合に、このメモリ内に記憶されている学習結果に基づき、上記制御弁装置 70 を切り替える。従って、上記トロイダル型無段変速機 25 a の個体差に関係なく、非走行状態から走行状態に切り替えられた瞬間に於ける上記出力軸 38 a の回転速度を、0 にできる。

【0069】

又、請求項 5 に記載した発明の場合には、前記両クラッチ 40 a、41 a が繋がれた場合でも上記出力軸 38 a に加わるトルクを、一般的な自動変速機で P レンジ又は N レンジから D レンジ又は R レンジに切り替えた瞬間に加わる程度のトルク（クリープにより微速走行させる程度のトルク）以下に規制する。この為に、非走行状態が選択されている場合には、上記トロイダル型無段変速機 25 a の変速比 N_{OD}/N_{ID} を、上述した場合の $i_1 - 1$ を基準として若干の補正を加えるべく、上記トロイダル型無段変速機 25 a を通過するトルクの目標値として、0 以外の（摩擦抵抗に基づくトルクよりも明らかに大きな）値を設定する。上記両クラッチ 40 a、41 a が何れも接続されていない状態では、上記トロイダル型無段変速機 25 a を通過するトルクは（僅少の回転抵抗に見合うトルクを除き）ほぼ 0 である。従って、上記目標値と実際の通過トルクとの間に偏差が生じる。

【0070】

この結果前記制御器 66 は、この偏差を解消すべく、上記制御弁装置 70 を構成する前記差圧シリンダ 55 を切り替えて、上記トロイダル型無段変速機 25 a の変速比を調節する。但し、前述した通り、上記差圧シリンダ 55 によりこのトロイダル型無段変速機 25 a の変速比を調節できる範囲は、機械的に限定された範囲内であり、上記偏差を解消する為に行なわれる、上記トロイダル型無段変速機 25 a の変速比の調節は微小である（偏差を解消し切らない）。一方、請求項 5 に記載した発明を実施する場合には、上記トロイダル型無段変速機 25 a の変速比の目標値（請求項 5 に記載した「予め設定した所定値」）を、前記出力軸 38 a を完全に停止させる場合に必要となる変速比 $i_1 - 1$ に、 α なる補正値を加えた値（ $i_1 - 1 + \alpha$ ）とする。この補正値 α は、上記差圧シリンダ 55 により上記トロイダル型無段変速機 25 a の変速比を調節できる限界値（補正限界値）であり、正負は問わない。

【0071】

この様に、上記出力軸 38 a を完全に停止させる場合に必要となる変速比 $i_1 - 1$ に α なる補正値を加えた値（ $i_1 - 1 + \alpha$ ）を目標に、且つ、通過トルクの目標値を設定した状態で上記トロイダル型無段変速機 25 a の変速比調節を行なうべく、前記制御器 66 からの指令に基づいて変位する前記アクチュエータ 10

により、前記トラニオン 7 を枢軸 9、9 の軸方向に変位させる。この際も、前記両回転センサ 64、65 の検出信号に基づいて前記各入力側ディスク 2、2 の回転速度 N_{ID} と前記出力側ディスク 5a の回転速度 N_{OD} とを求めつつ、前記制御弁装置 70 をフィードバック制御する。そして、上記トロイダル型無段変速機 25a の変速比 N_{OD}/N_{ID} が $i_1 - 1 + \alpha$ になった状態で、上記アクチュエータ 10 を停止させる。

【0072】

そして、この状態での上記制御弁装置 70 の構成各部の状態を学習し、上記制御器 66 のメモリに記憶させる。そして、次に前記ポジションスイッチ 76 が非走行状態に切り替えられた場合に、このメモリ内に記憶されている学習結果に基づき、上記制御弁装置 70 を切り替える。従って、上記トロイダル型無段変速機 25a の個体差に関係なく、非走行状態から走行状態に切り替えた瞬間に於ける上記出力軸 38a の回転速度を、小さな値にできる。又、この状態でこの出力軸 38a に加わるトルクを小さな値にできる。この場合には、運転者がブレーキペダルを踏み込んでさえいれば、自動車を停止状態のままに維持できる。従って、従来から一般的に使用されている自動変速機と同様の運転操作で良い。又、走行状態を選択した瞬間に、各部に大きな衝撃が加わる事はない。

【0073】

この様な請求項 5 に記載した発明の場合には、各摩擦係合部に存在するヒステリシスの存在に関係なく、所定の状態（トロイダル型無段変速機 25a の変速比 N_{OD}/N_{ID} が $i_1 - 1 + \alpha$ になる状態）を実現する為の上記制御弁装置 70 の状態（学習値）を安定して得る事ができる。即ち、前述の請求項 1 に記載した発明の場合には、前記差圧ピストン 55 の摩擦係合部に存在するヒステリシス等により、学習値に僅かとは言えらつきを生じる可能性がある。これに対して、上記請求項 5 に記載した発明の場合には、上記差圧ピストン 55 を構成するスプール 60 を片側に押し付けた状態で上記所定の状態を実現するので、上記摩擦係合部のヒステリシスに影響を受ける事なく、上記学習値を安定して求められる。

【0074】

又、本発明とは直接は関係しないが、本例の無段変速装置の場合には、以下に

述べる様な機能も付加している。第一に、本例の無段変速装置の場合には、前記出力軸回転センサ 68 並びに入力側、出力側各回転センサ 64、65、前記ポジションスイッチ 76、前記アクセルセンサ 77 からの信号に基づいて、車両が停止若しくは極く低速走行時に、前記押圧装置 23a が発生する押圧力を、通常走行時に発生する押圧力に比べて小さくする。即ち、上記ポジションスイッチ 76 からの信号に基づき、上記シフトレバーが前進位置（Dレンジ又はLレンジ）か後退位置（Rレンジ）に位置し、車速が 0 若しくは極く低速（例えば 1km/h 以下）であり、しかも上記アクセルセンサ 77 からの信号により、運転者がアクセルペダルを踏み込んでいないと判断される場合に、上記押圧装置 23a に導入する油圧を下げて、トラクション部のクリープ率（滑り率）を高くする。

【0075】

この為本例の構造によれば、外乱により前記トロイダル型無段変速機 25a の変速比が多少変動した場合でも、このトロイダル型無段変速機 25a を通過するトルクの変動を小さく抑えられる。この結果、車両を停止若しくは極く低速で走行させる際に、外乱により上記トロイダル型無段変速機 25a の変速比が多少変動した場合でも、ブレーキペダルを踏み込む為に要する踏力の変動を低く抑えられる。そして、運転者に違和感を与えたり、運転者が疲労する事を防止できる。又、上記押圧装置 23a に供給する油圧を低く抑える事で、給油ポンプの駆動トルクを低減し、燃費改善にも寄与できる。これに対して、車両を通常走行させる際には、上記押圧装置 23a が発生する押圧力が十分に大きくなる。この状態では、上記トラクション部のクリープ量が少なくなり、このトラクション部での伝達効率を確保できる。

【0076】

第二に、本例の無段変速装置の場合には、前記出力軸回転センサ 68 並びに入力側、出力側各回転センサ 64、65、前記ポジションスイッチ 76、前記ブレーキスイッチ 78 からの信号に基づいて、上記トロイダル型無段変速機 25a の通過トルクの目標値（前述の図 12 の縦軸に関する、同図の a 点の位置）を変える。即ち、上記ポジションスイッチ 76 からの信号に基づき、前記シフトレバーが前進位置（Dレンジ又はLレンジ）か後退位置（Rレンジ）に切り換えられて

いる場合で、車速が0若しくは極く低速（例えば1 km/h以下）であり、ブレーキペダルが踏まれるか、或はパーキングブレーキが作動状態にある場合に、上記通過トルクの目標値を下げる（図12のa点を縦軸の下方にずらせる）。この結果、前記出力軸38aに加わるトルクは低くなり、車両が不用意に発進する事はなくなる。又、ブレーキペダルを踏んだ状態で車両を停止させる場合にも、踏力が小さくて済み、運転者の疲労を抑えられる。更に、前記エンジン62の出力トルクを抑えられる分、このエンジン62が消費する燃料を少なくして、省資源化を図れる。

【0077】

これに対して、上記シフトレバーが前進位置（Dレンジ又はLレンジ）か後退位置（Rレンジ）に位置する場合で、車速が0若しくは極く低速（例えば1 km/h以下）であっても、ブレーキペダルが踏まれず、しかもパーキングブレーキが非作動状態の場合には、上記通過トルクの目標値を比較的高く設定する。この結果、運転者が発進動作を行なえば、車両をもたつきなく発進させる事ができる。特に、登り坂で発進をする場合にアクセルペダルの操作が多少遅れても、車両を後退させずに発進させる事ができる。又、車両の走行速度が極く低速でない限り（例えば1 km/hを越える限り）、アクセルペダルを踏まずにブレーキペダルを操作するのみで、車両を低速走行させる事が可能になる。この結果、車庫入れや縦列駐車を容易に行なえる。尚、本例の場合、上記シフトレバーが非走行状態、即ち、パーキング位置（Pレンジ）かニュートラル位置（Nレンジ）に位置する場合には、前記クラッチ装置67（低速用、高速用両クラッチ40a、41a）の接続を断ち、上記出力軸38aに駆動力が伝わる事を防止する。この場合には、前記エンジンコントローラ80が上記エンジン62を、可及的に低トルクで、アイドリング回転させると共に、トロイダル型無段変速機25aの変速比を、請求項1又は請求項5に記載した様に調節する。

【0078】

次に、上述の様な本発明の無段装置の制御に好適な制御回路に就いて、図3により簡単に説明する。尚、制御弁12と、ステッピングモータ13と、プリセスクラム18と、リンク腕19と、差圧シリンダ55とにより、アクチュエータ10

のストロークを制御し、トロイダル型無段変速機の変速比を調節する部分の構造に就いては、前述の図 14 に示した先発明に係る構造と同じであるから、重複する説明を省略する。

【0079】

図 3 に示した油圧回路では、油溜 81 から吸引されてオイルポンプ 69a、69b により吐出された圧油を、調圧弁 82a、82b で所定圧に調整自在としている。上記オイルポンプ 69a、69b が、前述の図 2 に記載したオイルポンプ 69 に相当する。又、上記両調圧弁 82a、82b のうち、次述する手動油圧切換弁 79 側に送る油圧を調整する為の調圧弁 82a による調整圧を、ライン圧制御用電磁開閉弁 73 の開閉に基づいて調節自在としている。そして、上記両調圧弁 82a、82b により圧力を調整された圧油を、上記制御弁 12 を介して上記アクチュエータ 10 に送り込み自在とする他、上記差圧シリンダ 55 のストロークを調節する為の補正用制御弁 57 に、電磁弁 58a、58b の開閉に基づいて送り込み自在としている。

【0080】

又、上記圧油を、前記油圧式の押圧装置 23a に送り込む様にしている。又、この圧油は、手動油圧切換弁 79 と、高速用切換弁 71 又は低速用切換弁 72 とを介して、低速用クラッチ 40a (40) 又は高速用クラッチ 41a (41) の油圧室内に送り込み自在としている。上記各切換弁 79、71、72 のうち、上記手動油圧切換弁 79 は、運転席に設けられて運転者により操作される操作レバー（シフトレバー）により操作されて、駐車レンジ（P）、リバース（後退）レンジ（R）、ニュートラルレンジ（N）、ドライブ（通常前進）レンジ（D）、高駆動力前進レンジ（L）を選択する。これら各レンジを選択した場合に於ける、上記手動油圧切換弁 79 の切り換え状態は、図示の通りである。尚、この手動油圧切換弁 79 を含め、各弁の構造及び機能の表示は、油圧機器に関する機械製図の一般的な手法によっている。

【0081】

又、上記高速用、低速用両切換弁 71、72 はそれぞれ、シフト用電磁弁 74 により切り換えられるシフト用切換弁 83 の切り換えに基づく圧油の給排により

、それぞれの連通状態を切り換えられるもので、一方の切換弁 71（又は 72）が高速用クラッチ 41a（又は低速用クラッチ 40a）の油圧室に圧油を送り込む際には、他方の切換弁 72（又は 71）が低速用クラッチ 40a（又は高速用クラッチ 41a）の油圧室から圧油を排出する。

【0082】

上述の様に構成する油圧回路を備え、前述の図 1～2 に示す様に構成した無段変速装置に組み込まれる制御器は、次の(1)～(6)の機能を有する。

(1) 低速モード時、即ち、上記低速用クラッチ 40a を接続し、上記高速用クラッチ 41a の接続を断った状態での運転時に、上記トロイダル型無段変速機 25a の変速比を調節して前記遊星歯車式変速機 26b を構成する複数の歯車の相対的変位速度を変化させると共に、駆動源であるエンジン 62 により入力軸 1 を一方向に回転させた状態のまま、出力軸 38a の回転状態を、停止状態を挟んで正転及び逆転に変換自在とする機能（請求項 1、5 の①の機能）。

この機能に関しては、前述の図 9 に示した従来から知られている、或は図 10 に示した先発明に係る無段変速装置と同様である。

【0083】

(2) 高速モード時、即ち、上記低速用クラッチ 40a の接続を断ち、上記高速用クラッチ 41a を接続した状態での運転時に、上記トロイダル型無段変速機 25a の変速比を変える事により、上記入力軸 1 と上記出力軸 38a との間の変速比を変更する機能。

この機能に関しても、前述の図 9 に示した従来から知られている、或は図 10 に示した先発明に係る無段変速装置と同様である。

【0084】

(3) 低速モード時、即ち、上記低速用クラッチ 40a を接続し、上記高速用クラッチ 41a の接続を断った状態での運転時に、前記入力側、出力側両回転センサ 64、65 の測定値に基づいて上記出力軸 38a の回転速度及び回転方向を求め（請求項 1 及び請求項 5 の②の機能）、更に、上記トロイダル型無段変速機 25a の変速比を変える事により、このトロイダル型無段変速機 25a を通過するトルクを調節する機能。

【0085】

(4) 上記操作レバーにより非走行状態、即ち、パーキングレンジ又はニュートラルレンジが選択された状態で、上記低速用クラッチ 40 a 及び上記高速用クラッチ 41 a の接続を総て断つ機能。

(5) 車両が停止若しくは極く低速走行時に前記押圧装置 23 a が発生する押圧力を、通常走行時に発生する押圧力に比べて小さくする機能。

(6) 車両が停止若しくは極く低速走行時で、この車両を停止させる為に使用する制動手段が操作された場合に、上記トロイダル型無段変速機 25 a を通過するトルクを、この制動手段が操作されていない場合に比べて低くする機能。

【0086】

次に、図 4～5 は、本発明の実施の形態の第 2 例を示している。本例の主目的は、上記操作レバーにより非走行状態が選択された状態で、差圧シリンダ 55 のスプール 60 の位置を一義的に規制し、トロイダル型無段変速機 25 a (図 1～2 参照) の変速比を調節できる様にする点にある。先ず、この様な技術の必要性に就いて説明する。

【0087】

前述した図 1 の様な無段変速装置に関して、低速用クラッチ 40 a を接続して高速用クラッチ 41 a の接続を断った状態での運転時に、先発明の技術に基づき、入力軸 1 を回転させたまま出力軸 38 a を停止若しくは極く低速で回転させる場合の論理は、前進時と後退時とで異なる。この理由は、前述した図 13 の実線 a から明らかな様に、停止状態を挟んで、前進時と後退時とでは、上記トロイダル型無段変速機 25 a の通過トルクの方が逆になる為である。例えば、アクチュエータ 10 に設けた 1 対の油圧室 24 a、24 b (図 4 参照) の差圧から求められるトルク (実トルク) が目標として設定したトルク (目標トルク) よりも大きい場合、前進時には上記トロイダル型無段変速機 25 a の変速比を増速側に補正するのに対して、後退時には減速側に補正する。そこで、上記先発明の技術を実施する場合に使用する具体的構造として、図 4 に記載した油圧回路が考えられる。この油圧回路では、上記操作レバーにより手動油圧切換弁 79 が前進状態 (D 位置又は L 位置) を選択した場合と後退状態 (R 位置) を選択した場合とで、

前後進切換弁 84 のパイロット室 85 a、85 b 内への油圧の導入状態を変える。そして、前進状態と後退状態とで上記前後進切換弁 84 のスプール 86 の変位方向を逆にし、差圧シリンダ 55 の油圧室内への圧油の給排状態を逆にする。従って、上記実トルクと目標トルクとの差が同じ場合でも、前進状態と後退状態とでは、制御弁 12 のスプール 14 の変位方向が互いに逆になる。

【0088】

ところが、上記図 4 から分かる様に、上記操作レバーにより非走行状態を選択し、手動油圧切換弁 79 がパーキング (P) レンジ又はニュートラル (N) レンジに切り換わった状態では、油圧式の前後進切換弁 84 のパイロット室 85 a、85 b 内の油圧は 0 である。この状態では、この前後進切換弁 84 を構成するスプール 86 の軸方向位置が定まらず、上記差圧シリンダ 55 のスプール 60 が何れかの方向に移動するか分からない。具体的には、振動や、停車位置に応じて何れかの方向に加わる重力等の外力により、上記前後進切換弁 84 のスプール 86 が意図しない方向に移動し、上記差圧シリンダ 55 のスプール 60 が何れかの方向に移動する可能性がある。そして、この状態では、このスプール 60 が何れかの方向に移動しているかを判別できない。一方、入力側ディスク 2、2 の回転速度と出力側ディスク 5 a の回転速度とに基づいてトロイダル型無段変速機 25 a の変速比を算出して出力軸 38 a (図 1 ~ 2 参照) の回転速度を調節する本発明を実施しようする場合に、次の様な点を考慮する事が好ましい。

【0089】

即ち、上記トロイダル型無段変速機 25 a の変速比を変える為の制御弁 12 のスリーブ 14 は、上記差圧シリンダ 55 のスプール 60 とステッピングモータ 13 の出力ロッド 87 とにより、軸方向に変位させられる。又、上記トロイダル型無段変速機 25 a の変速比制御を正確に行なう為には、上記ステッピングモータ 13 の出力ロッド 87 の軸方向位置は、電源を ON する (イグニッションスイッチを ON する) 毎に、上記トロイダル型無段変速機 25 a の変速比との関係でリセットする事が好ましい。具体的には、電源を ON した状態で、出力軸 38 a の回転速度を 0 にできる、上記出力ロッド 87 の軸方向位置 (ステッピングモータ 13 の電氣的位置) を、無段変速装置の制御器 66 (図 2 参照) のメモリに記憶

させる事が好ましい。本発明の場合、ギヤード・ニュートラル型の無段変速装置を対象としており、エンジンが回転している限り、上記トロイダル型無段変速機 25a を構成する入力側ディスク 2、2 と出力側ディスク 5a とが回転する。そして、これら両ディスク 2、5a の回転速度に基づいて、上記トロイダル型無段変速機 25a の変速比を算出できる。従って、上記差圧シリンダ 55 のスプール 60 の軸方向位置さえ分かれば、上記ステッピングモータ 13 の出力ロッド 87 の軸方向位置のリセットは容易に行なえる。ところが、上述した理由により、上記差圧シリンダ 55 のスプール 60 の軸方向位置は分からない。

【0090】

そこで本例の場合には、非走行状態、即ち、前記操作レバーにより前記手動油圧切換弁 79 がパーキング (P) レンジ又はニュートラル (N) レンジに切り換わった状態では、上記差圧シリンダ 55 のスプール 60 が変位する方向が一義的に規制される様に構成している。この為に本例の場合には、上記差圧シリンダ 55 を構成する 1 対の油圧室 56a、56b 内への圧油の送り込み状態を規制する、前記前後進切換弁 84 を構成するスプール 86 の軸方向位置を、前記 1 対のパイロット室 85a、85b のうちの一方 (図 4～5 の左方) のパイロット室 85a に内蔵した圧縮コイルばね 88 により、一義的に規制している。具体的には、この圧縮コイルばね 88 により上記スプール 86 を、図 4～5 の右端位置に押し付ける様にしている。尚、この圧縮コイルばね 88 の弾力は、上記スプール 86 を軸方向一端 (図 4～5 の右端) に軽く押圧できる程度の小さいものとする。逆に言えば、上記圧縮コイルばね 88 が、1 対のパイロット室 85a、85b 同士の間の差圧に基づき、上記スプール 86 が軸方向変位する事に対する、実質的な抵抗にならない様にする。

【0091】

そこで、図 4 に示した油圧回路を簡単に説明しつつ、本例の構造、作用、効果に就いて説明する。尚、この図 4 に示した油圧制御回路は、上述した様な、非走行状態で上記差圧シリンダ 55 のスプール 60 の軸方向位置を一義的に規制する機能に加えて、電氣的な制御回路の故障時に、出力軸 38a (図 1～2 参照) に伝達されるトルクを、自動車を低速走行させる事が可能な程度にする (必要最小

限のトルクを確保する)機能と、各部に供給する潤滑油(トラクションオイル)の量及び圧力を適正にする機能とを備える。このうちの必要最小限のトルクを確保する機能は、道路上で故障した自動車を、路肩等の安全な場所にまで移動させられる様にする為に必要な機能である。

【0092】

上述の様な各種機能を備えた、図4に示した油圧制御回路の場合、差圧シリンダ55への圧油の給排を、ロード電磁弁89により制御される、第一、第二の差圧制御弁90、91により、前後進切換弁84を介して行なう様にしている。尚、上記ロード電磁弁89は、ノーマルオープン型の電磁比例弁で、付加された電圧にほぼ比例した油圧を、下流側に存在する、上記第一、第二の差圧制御弁90、91に導入する機能を有する。又、低速用、高速用両クラッチ40a、41aへの圧油の給排を、シフト用切換弁83と、高速用、低速用両切換弁71、72と、ノーマルオープン型のシフト用電磁弁74とにより行なう様にしている。又、ノーマルクローズ型の電磁弁92の開閉に基づき、加圧用圧力調整弁93の開弁圧を調節自在としている。更に、運転席に設けたシフトレバーにより操作される手動油圧切換弁79により、各部の連通状態を切り換えられる様にしている。

【0093】

又、トラニオン7(図7~8参照)を変位させる為のアクチュエータ10に設けた1対の油圧室24a、24b内の油圧の差を、補正用制御弁(差圧取り出し弁)57aにより取り出して、上記加圧用圧力調整弁93に導入する様にしている。この補正用制御弁57aは、小径部と大径部とを交互に配置したシリンダ孔94内に軸方向の変位自在に嵌装したスプール95を挟んで、それぞれ1対ずつのばね96、96とパイロット部97a、97bとを設けている。上記スプール99に設けた複数の鍔部は、上記シリンダ孔94の小径部に、油密に嵌合自在である。そして、このシリンダ孔94の中央部に存在する大径部内に、上記加圧用圧力調整弁93により調節された圧油を、第一の圧力導入路98を通じて送り込み自在としている。

【0094】

上記補正用制御弁57aを構成する上記スプール95は、上記1対のパイロッ

ト部 97a、97b に導入された、上記アクチュエータ 10 にピストン 16 を挟んで設けた 1 対の油圧室 24a、24b 内の圧力に応じて、軸方向に変位する。そして、上記第一の圧力導入路 98 の下流端と、上記加圧用圧力調整弁 93 に付属の第一、第二のパイロット部 99、100 との導通状態を、前記前後進切換弁 84 を介して制御する。即ち、上記補正用制御弁 57a を構成するスプール 95 は、上記 1 対のパイロット部 97a、97b に導入された油圧の差に応じて軸方向に変位する。そして、何れのパイロット部 97a (97b) に導入された油圧が他のパイロット部 97b (97a) に導入された油圧よりも高いかにより、上記補正用制御弁 57a にそれぞれの端部を接続した第二の圧力導入路 101a (101b) と、上記スプール 99 の両端面に対向する部分に設けた反力室 102a (102b) とに、油圧を導入する。

【0095】

例えば、上記アクチュエータ 10 の一方の油圧室 24a 内の油圧が他方の油圧室 24b よりも高くなる状態を考える。この状態では、上記パイロット部 97a に導入される油圧が他のパイロット部 97b に導入される油圧よりも高くなり、上記スプール 95 が図 4 の右方に移動し、上記補正用制御弁 57a が切り換わる。この結果、上記第一の圧力導入路 98 を通じて送られてくる圧油が、一方 (図 4 の右方) の第二の圧力導入路 101a を通じて、上記加圧用圧力調整弁 93 の第一のパイロット部 99 に導入される。尚、これと共に上記圧油は、前記第一、第二の差圧制御弁 90、91 に導入され、上記前後進切換弁 84 を介して前記差圧シリンダ 55 を変位させて、前記制御弁 12 のスリーブ 14 を微小変位させる。

【0096】

これに対して、上記アクチュエータ 10 の他方の油圧室 24b 内の油圧が一方の油圧室 24a よりも高くなると、上記他のパイロット部 97b に導入される油圧が上記一方のパイロット部 97a に導入される油圧よりも高くなり、上記スプール 95 が図 4 の左方に移動し、上記補正用制御弁 57a が上述した状態とは逆に切り換わる。この結果、上記第一の圧力導入路 98 を通じて送られてくる圧油が、他方 (図 4 の左方) の第二の圧力導入路 101b を通じて、上記加圧用圧力

調整弁 93 の第二のパイロット部 100 に導入される。又、これと共に上記圧油は、前記第一、第二の差圧制御弁 90、91 に導入され、上記前後進切換弁 84 を介して上記差圧シリンダ 55 を変位させる。

【0097】

何れの場合でも、上記第二の圧力導入路 101a、101b に導入された圧油は、上記補正用制御弁 57a の反力室 102a (102b) にも導入されて、上記スプール 95 の軸方向端面を押圧する。従って、このスプール 95 を軸方向に変位させて、上記第一の圧力導入路 98 と上記第二の圧力導入路 101a (101b) とを連通させようとする力は、上記補正用制御弁 57a に設けた 1 対のパイロット部 97a、97b 内に導入された油圧の差 $|\Delta P|$ に比例する。この結果、上記加圧用圧力調整弁 93 の第一、第二のパイロット部 99、100 に導入される油圧は、上記アクチュエータ 10 の油圧室 24a、24b 内の油圧の差 $|\Delta P|$ 、即ち、トロイダル型無段変速機 25a (図 1～2 参照) を通過する動力に比例する。

【0098】

上記加圧用圧力調整弁 93 の開弁圧は、上記第一、第二のパイロット部 99、100 に導入される油圧が高くなる程高くなり、機械式の押圧装置 23 (図 6、7、9 参照) に代えて設ける油圧式の押圧装置 23a 内に導入される油圧は、上記加圧用圧力調整弁 93 の開弁圧が高くなる程高くなる。従って、上記押圧装置 23a 内に導入される油圧、延てはこの押圧装置 23a が発生する押圧力は、トロイダル型無段変速機 25a を通過する動力が大きくなる程大きくなる。そして、これと共に、上記加圧用圧力調整弁 93 から吐出される潤滑油の量が多くなり、トロイダル型無段変速機 25a の各部に送り込まれる潤滑油の量が多くなる。従って、潤滑油を吐出する為のオイルポンプ 69a、69b を駆動する動力を無駄に消費する事を防止して、無段変速装置全体としての効率の向上を図れる。

【0099】

又、上述の様な油圧制御回路で、前記差圧シリンダ 55 による前記制御弁 12 を構成するスプール 15 の変位量、延いては、前述した様な、トロイダル型無段変速機 25a の変速比の微調整は、前記ノーマルオープン型のロード電磁弁 89

への通電状態を制御する事により行なう。具体的には、制御用コンピュータ（図 2 の制御器 66）が、アクセル開度、セレクトレバーの位置（手動油圧切換弁 79 の切換位置）、ブレーキ状態等、各種車両状態に応じて、前記出力軸 38a に伝達されるトルクの目標値を設定する。そして、この目標値が低い程、上記ロード電磁弁 89 への印加電圧を高くし、このロード電磁弁 89 の開度を小さく（開いている瞬間を少なく）して、前記第一、第二の差圧制御弁 90、91 に導入する油圧を低くする。この結果、これら第一、第二の差圧制御弁 90、91 を通じて上記差圧シリンダ 55 に導入される油圧が低くなり、上記差圧シリンダ 55 による、上記トロイダル型無段変速機 25a の変速比の補正量は小さくなる。この状態では、前記制御弁 12 のスプール 15 がステッピングモータ 13 により変位させられない限り、上記出力軸 38a に伝達されるトルクは（自動車を走行させるには不十分な程度に）低くなる。

【0100】

逆に、目標値が高い程、上記ロード電磁弁 89 への印加電圧を低くし、このロード電磁弁 89 の開度を大きく（開いている瞬間を多く）して、前記第一、第二の差圧制御弁 90、91 に導入する油圧を高く（例えばライン圧である 0.45 MPa に）する。この結果、これら第一、第二の差圧制御弁 90、91 を通じて上記差圧シリンダ 55 に導入される油圧が高くなり、上記差圧シリンダ 55 による、上記トロイダル型無段変速機 25a の変速比の補正量は多くなる。この状態では、上記制御弁 12 のスプール 15 がステッピングモータ 13 により変位させられなくても、上記出力軸 38a に伝達されるトルクは、ブレーキペダルを踏んだり、或はパーキングブレーキを作動させていない限り、自動車を低速走行させるのに十分な程度に高くなる。

【0101】

前述の様な構成を有し、上述の様に作用する油圧制御回路では、非走行状態で、且つ、イグニッションスイッチが ON された状態での、上記差圧シリンダ 55 のスプール 60 の軸方向位置は、次の様にして、一義的に規制される。先ず、この状態では、前記前後進切換弁 84 に設けた前記 1 対のパイロット室 85a、85b 内に油圧は存在しない。従って、上記前後進切換弁 84 を構成するスプール

86の軸方向位置は、前記圧縮コイルばね88により、一義的（図4～5の右端位置）に規制される。又、この状態（イグニッションスイッチがONされた非走行状態）で無段変速装置の制御器66は、実トルクと目標トルクとの差として、（リセット動作の為に設定した）実際にはあり得ない様な大きな値を表す信号を出力する。この結果、上記差圧シリンダ55のスプール60の軸方向位置は、何れか一方の端部にまで移動する。この状態で、上記前後進切換弁84及び差圧シリンダ55のスプール86、60の軸方向位置は、予め設定された既知の位置となる。

【0102】

そこで、この状態で、前記ステッピングモータ13の出力ロッド87の軸方向位置を、前記トロイダル型無段変速機25aの変速比との関係でリセットする。尚、実際の場合には、上記差圧シリンダ55のスプール60の軸方向位置が中立位置の状態の前記出力軸38aの回転速度を0にできる様な、上記ステッピングモータ13の出力ロッド87の軸方向位置をリセットする。従って、上記差圧シリンダ55のスプール60の軸方向位置のずれ（中立位置から端部までの距離）分は、電氣的に補正して、上記ステッピングモータ13の出力ロッド87の軸方向位置のリセットを行なう。この様な補正は、上記制御器66を構成するマイクロコンピュータにインストールしたソフトウェアにより、容易に行なえる。

【0103】

尚、上記リセットを可能にする為に上述の例では、上記前後進切換弁84を構成するスプール86を圧縮コイルばね88により押圧しているが、他の構造により、このスプール86の軸方向位置を一義的に規制する事もできる。例えば、上記前後進切換弁84に、非走行時にのみ油圧が導入される第三のパイロット室を、軸方向一端部にのみ設け、非走行状態では、この第三のパイロット室に導入された油圧により上記スプール86を軸方向他端側に変位させて、このスプール86の軸方向位置を一義的に規制する。

【0104】

又、イグニッションスイッチをONしてエンジンを始動する作業は、従来から一般的に実施されている自動変速機を搭載した自動車と同様に、前記操作レバー

が非走行状態（パーキングレンジ又はニュートラルレンジ）にある場合にのみ行なえる様にする。この様に、非走行状態でイグニッションスイッチをONしエンジンを始動させれば、エンジン始動の度に、前記ステッピングモータ13の出力ロッド87の軸方向位置が、前記トロイダル型無段変速機25aの変速比との関係でリセットされる。

【0105】

更に、図示の例の場合には、上記ロード電磁弁89として、ノーマルオープン型のものを使用している為、電氣的制御回路の故障により上記ロード電磁弁89への通電が断たれる（印加電圧が0になる）と、上記差圧シリンダ55に導入される油圧が最大値になり、上記差圧シリンダ55による、上記トロイダル型無段変速機25aの変速比の補正量は最大値になる。この結果、電氣的な制御回路の故障時に、上記出力軸38aに伝達されるトルクを、自動車を低速走行させる事が可能な程度に大きくできる。そして、道路上で故障した自動車を、路肩等の安全な場所にまで移動させる事が可能になる。言い換えれば、上記電氣的制御回路の故障時には、前記手動油圧切換弁79を走行状態（D又はLレンジ或はRレンジ）に切り換えれば、自動車を低速走行させられる程度のトルクが、上記出力軸38aに加わる様になる。尚、このような場合には、運転席前のダッシュボード上等に設けた警告灯や警告ブザー等により、運転者に故障の発生を知らせ、運転者が、退避の為の必要最小限以上の運転を行なわない様にする為の警告を発する事が好ましい。

【0106】

【発明の効果】

本発明は、以上に述べた通り構成され作用するので、非走行状態から走行状態に切り替えた瞬間に、出力軸に過大なトルクが加わる事を防止できて、無限大の変速比を得られる無段変速装置の実現に寄与できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

本発明の実施の形態の第1例を示す、無段変速装置の半部略断面図。

【図2】

同じく変速制御装置のブロック図。

【図 3】

無段変速装置に組み込むトロイダル型無段変速機の変速比を調節する為の機構を示す油圧回路図。

【図 4】

本発明の実施の形態の第 2 例を構成する油圧回路図。

【図 5】

この油圧回路に組み込む前後進切換弁の断面図。

【図 6】

従来から知られているトロイダル型無段変速機の 1 例を示す断面図。

【図 7】

図 6 の A-A 断面図。

【図 8】

同 B-B 断面図。

【図 9】

従来から知られている無段変速装置の 1 例を示す略断面図。

【図 10】

先発明に係る制御装置により変速比を制御する無段変速装置の 1 例を示す略断面図。

【図 11】

この無段変速装置に組み込んだトロイダル型無段変速機 (CVU) の速度比と、この無段変速装置 (T/M) 全体としての速度比との関係を示す線図。

【図 12】

先発明に係る制御装置で変速比を制御する状態を説明する為、エンジンの回転速度とトルクとの関係を示す線図。

【図 13】

トロイダル型無段変速機を通過するトルク及び変速比と、無段変速装置全体としての変速比との関係を示す線図。

【図 14】

先発明の無段変速装置を構成するトロイダル型無段変速機の変速比を調節する
為の機構を示す油圧回路図。

【符号の説明】

- 1 入力軸
- 2 入力側ディスク
- 3 ボールスプライン
- 4 出力歯車
- 5、5 a 出力側ディスク
- 6 パワーローラ
- 7 トラニオン
- 8 支持軸
- 9 枢軸
- 10 アクチュエータ
- 11 支持板
- 12 制御弁
- 13 ステッピングモータ
- 14 スリーブ
- 15 スプール
- 16 ピストン
- 17 ロッド
- 18 プリセスカム
- 19 リンク腕
- 20 同期ケーブル
- 21 カム面
- 22 駆動軸
- 23、23 a 押圧装置
- 24 a、24 b 油圧室
- 25、25 a トロイダル型無段変速機
- 26、26 a、26 b 遊星歯車式変速機

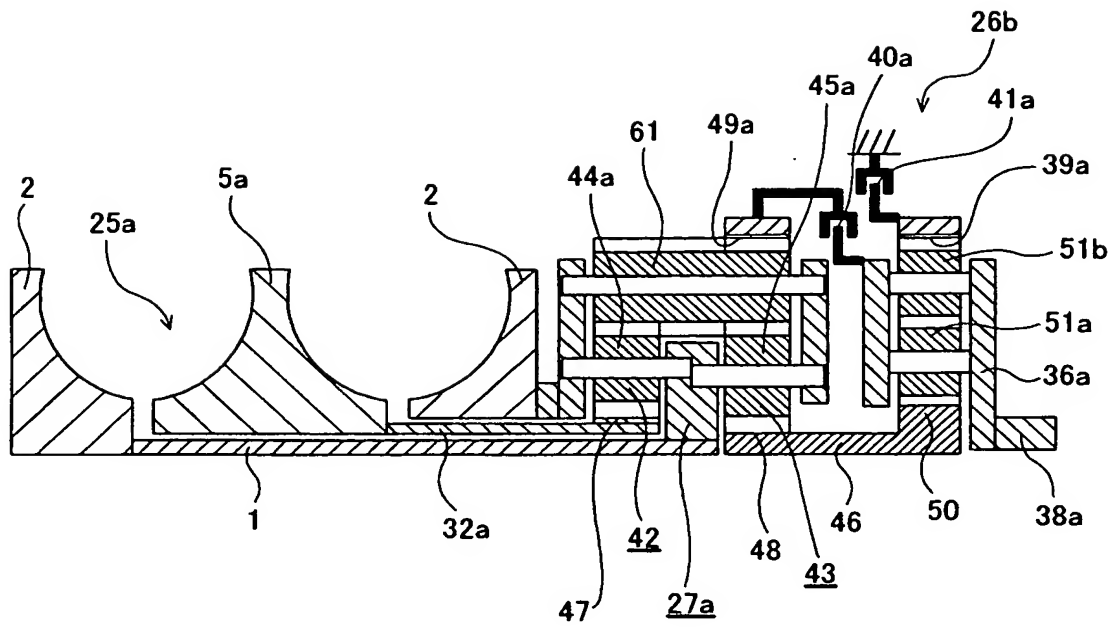
2 7、2 7 a キャリア
2 8 a、2 8 b 遊星歯車素子
2 9 第一の伝達軸
3 0 a、3 0 b 太陽歯車
3 1 第二の伝達軸
3 2、3 2 a 中空回転軸
3 3 太陽歯車
3 4 遊星歯車素子
3 5 リング歯車
3 6、3 6 a 第二のキャリア
3 7 a、3 7 b 遊星歯車素子
3 8、3 8 a 出力軸
3 9、3 9 a 第二のリング歯車
4 0、4 0 a 低速用クラッチ
4 1、4 1 a 高速用クラッチ
4 2 第一の遊星歯車
4 3 第二の遊星歯車
4 4 a、4 4 b 遊星歯車素子
4 5 a、4 5 b 遊星歯車素子
4 6 伝達軸
4 7 第一の太陽歯車
4 8 第二の太陽歯車
4 9、4 9 a リング歯車
5 0 第三の太陽歯車
5 1 a、5 1 b 遊星歯車素子
5 2 油圧センサ
5 3 ロッド
5 4 リンク腕
5 5 差圧シリンダ

- 56 a、56 b 油圧室
- 57、57 a 補正用制御弁
- 58 a、58 b 電磁弁
- 59 スプール
- 60 スプール
- 61 遊星歯車素子
- 62 エンジン
- 63 ダンパ
- 64 入力側回転センサ
- 65 出力側回転センサ
- 66 制御器
- 67 クラッチ装置
- 68 出力軸回転センサ
- 69、69 a、69 b オイルポンプ
- 70 制御弁装置
- 71 高速用切換弁
- 72 低速用切換弁
- 73 ライン圧制御用電磁弁
- 74 シフト用電磁弁
- 75 油温センサ
- 76 ポジションスイッチ
- 77 アクセルセンサ
- 78 ブレーキスイッチ
- 79 手動油圧切換弁
- 80 エンジンコントローラ
- 81 油溜
- 82 a、82 b 調圧弁
- 83 シフト用切換弁
- 84 前後進切換弁

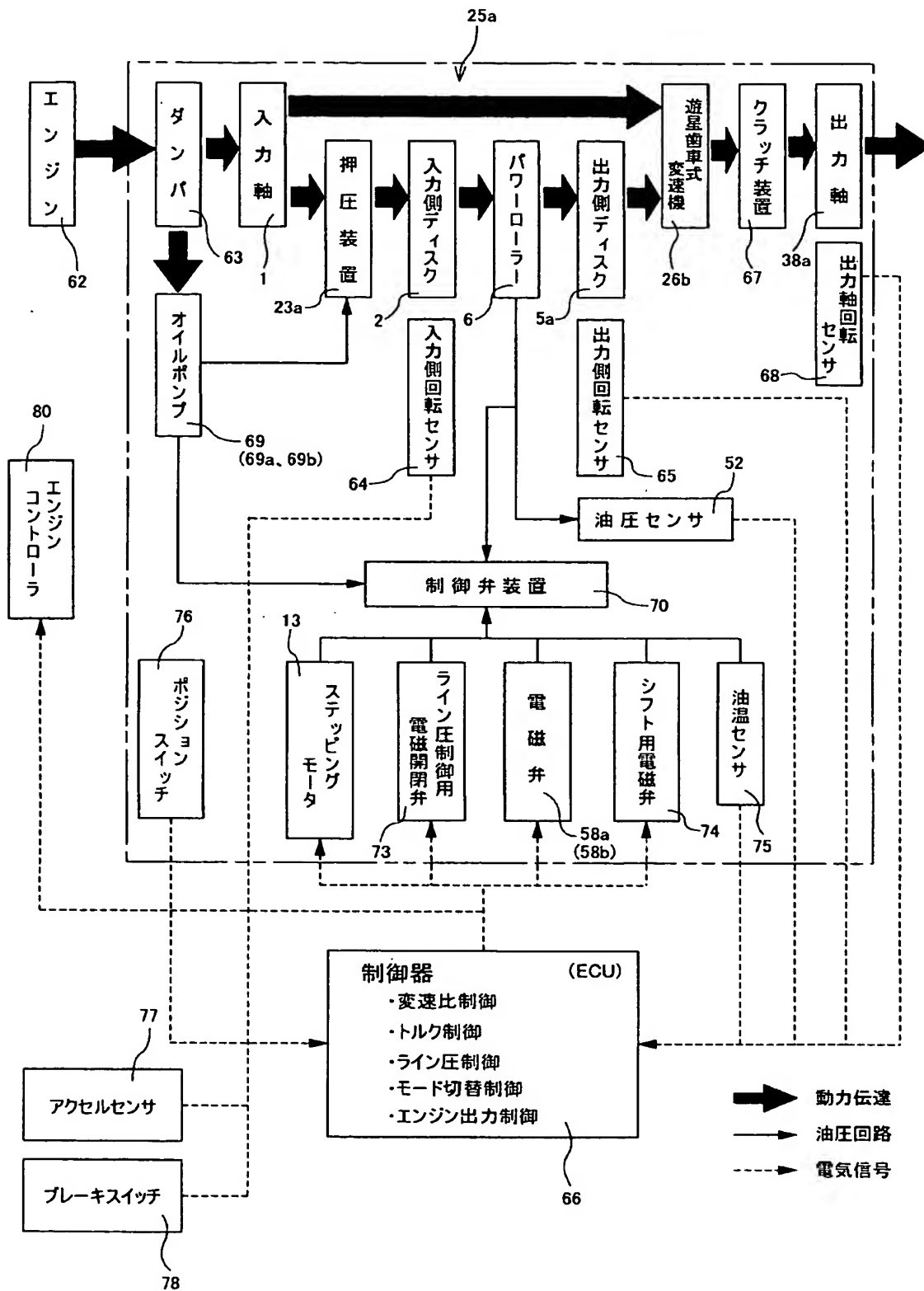
- 85 a、85 b パイロット室
- 86 スプール
- 87 出力ロッド
- 88 圧縮コイルばね
- 89 ロード電磁弁
- 90 第一の差圧制御弁
- 91 第二の差圧制御弁
- 92 電磁弁
- 93 加圧用圧力調整弁
- 94 シリンダ孔
- 95 スプール
- 96 ばね
- 97 a、97 b パイロット部
- 98 第一の圧力導入路
- 99 第一のパイロット部
- 100 第二のパイロット部
- 101 a、101 b 第二の圧力導入路
- 102 a、102 b 反力室

【書類名】 図面

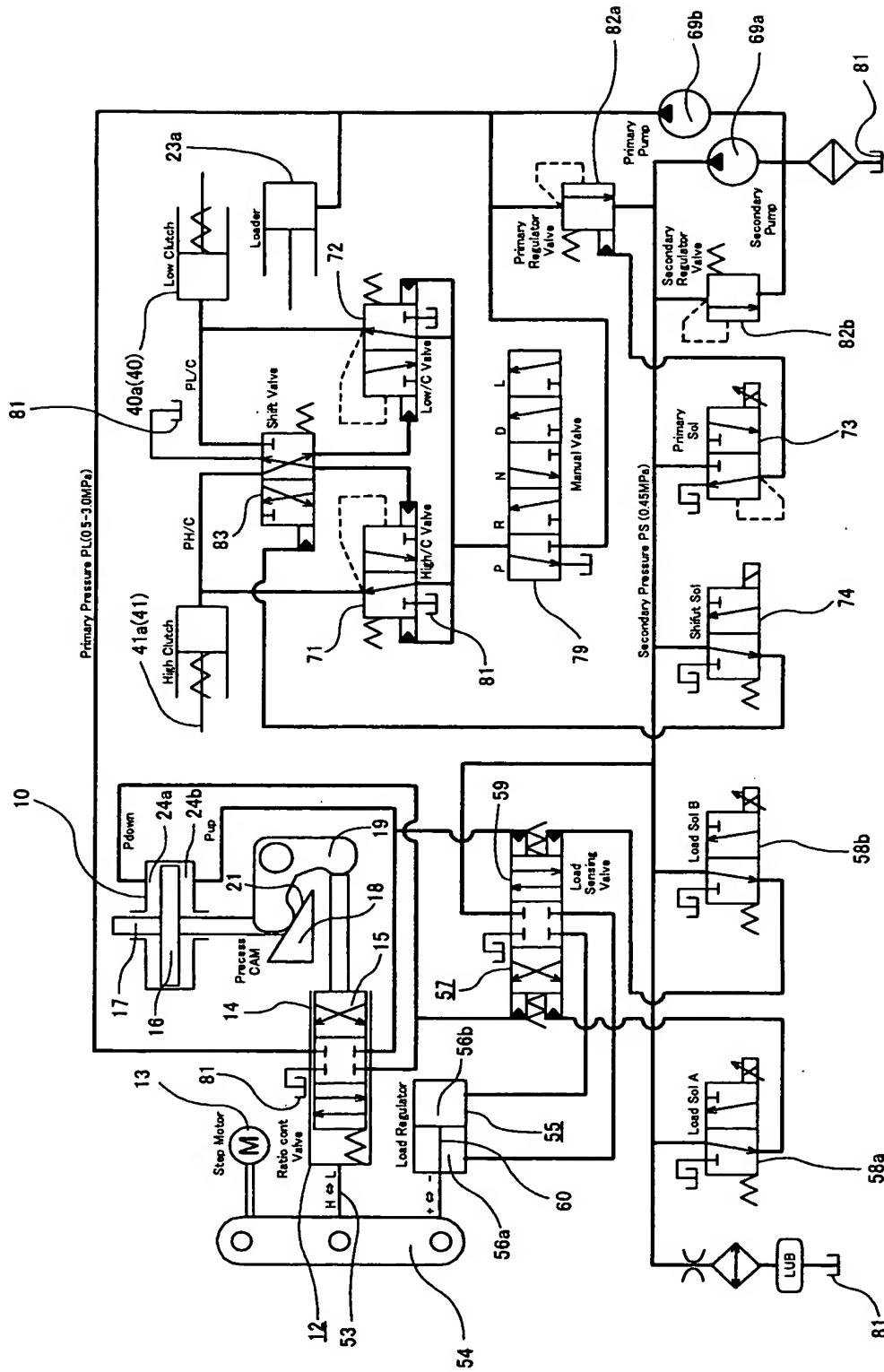
【図 1】



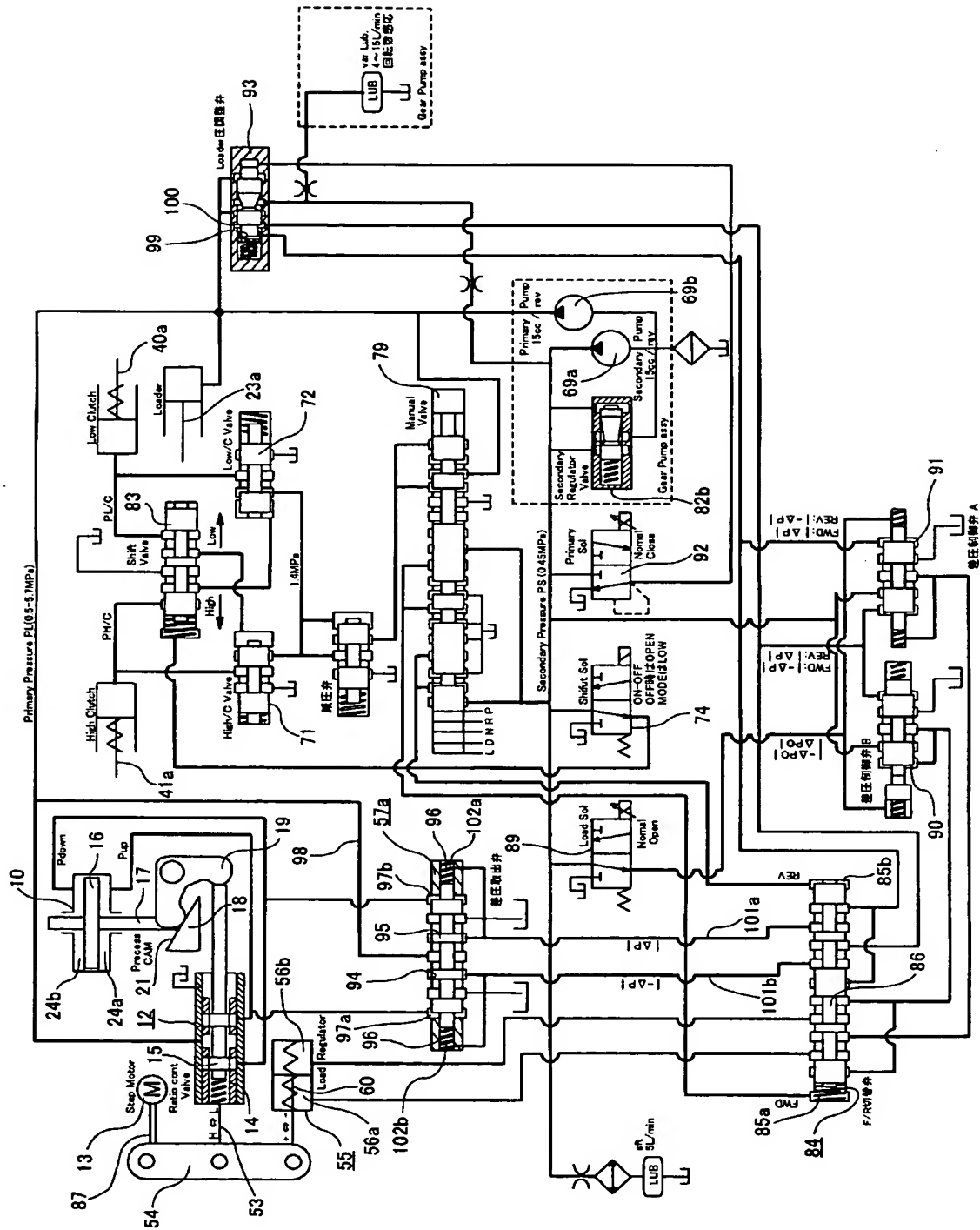
【図 2】



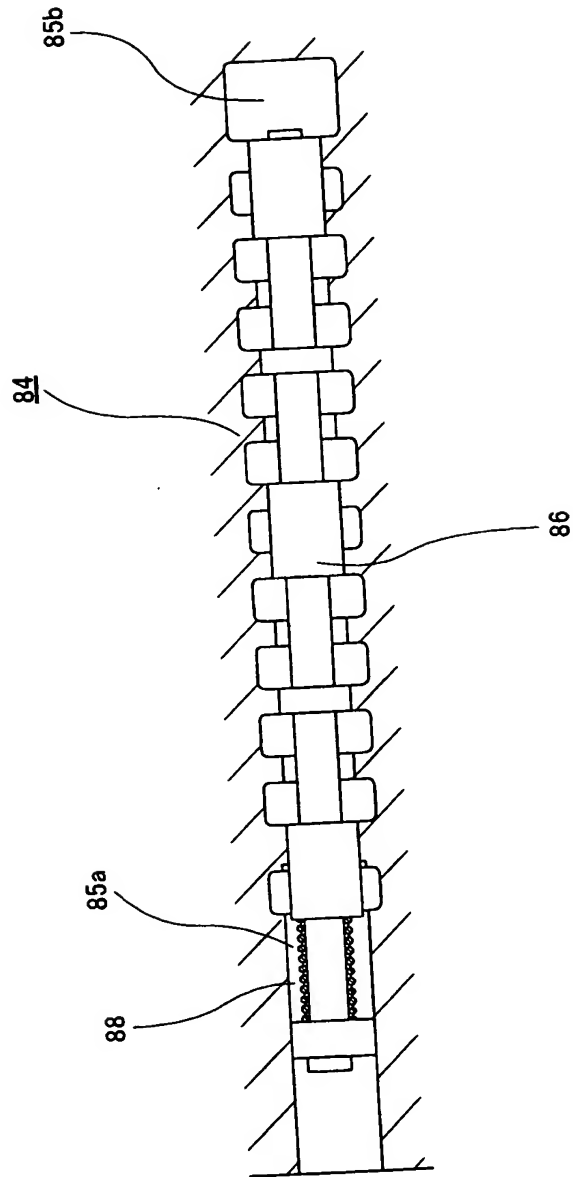
【図 3】



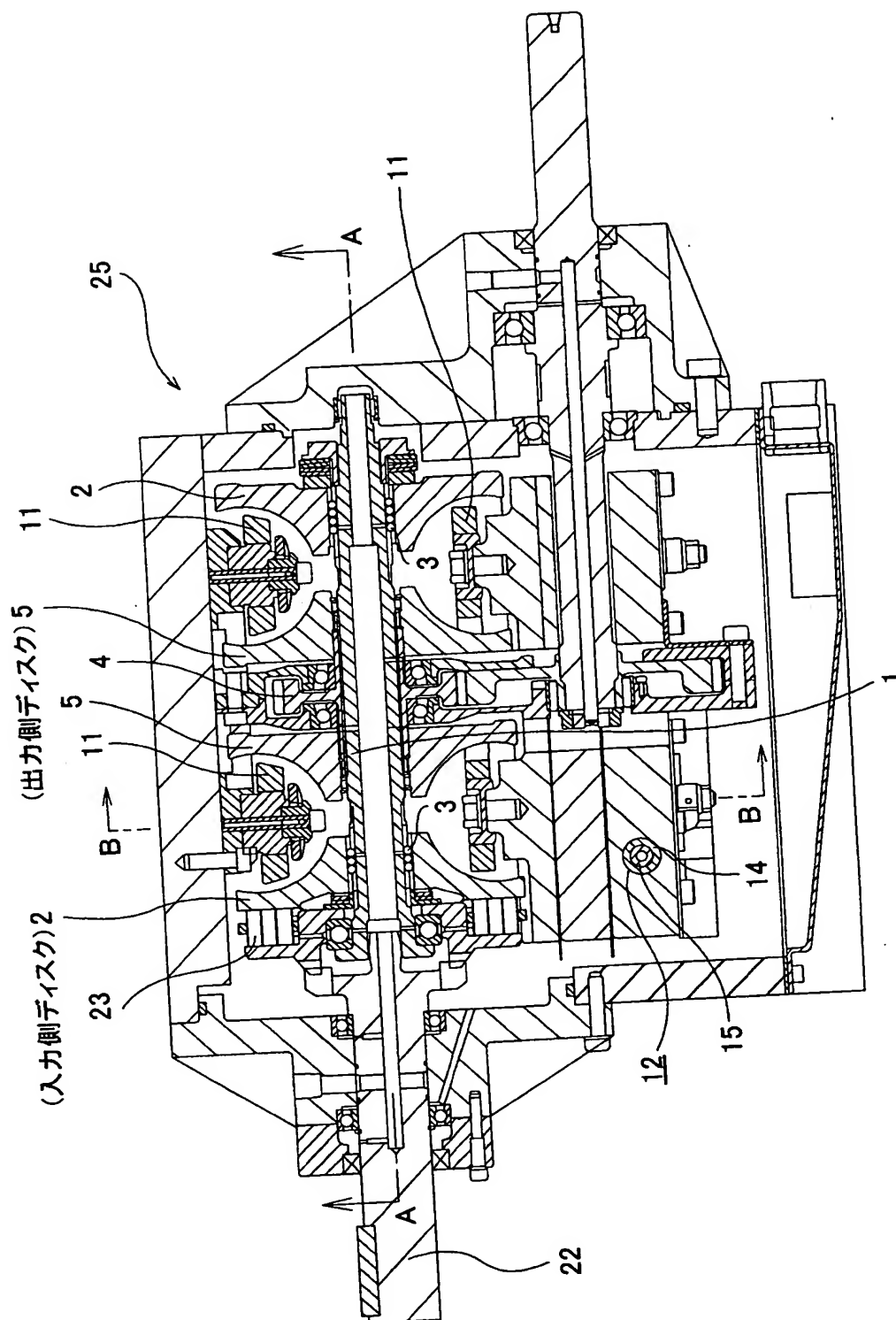
【図4】



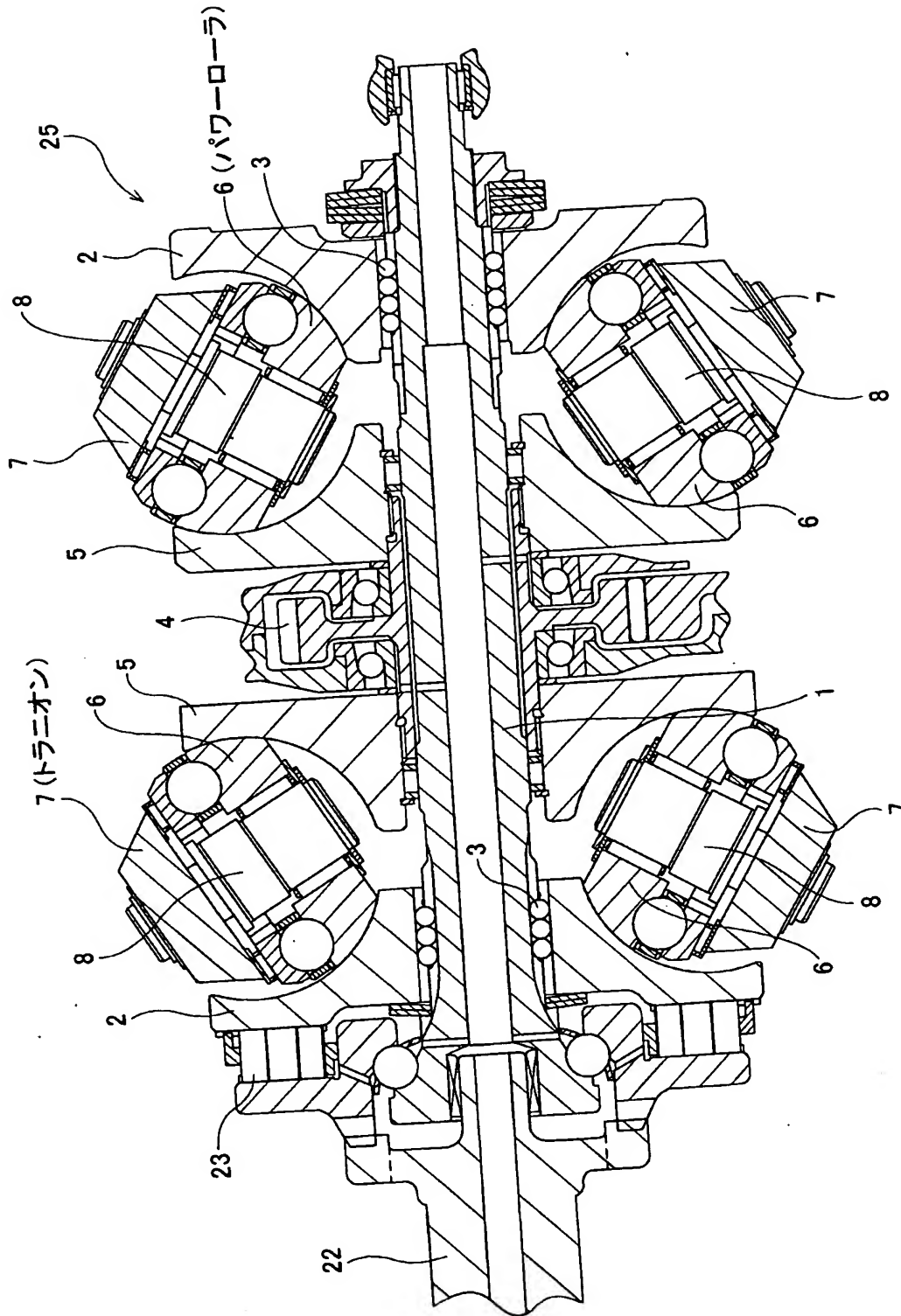
【図 5】



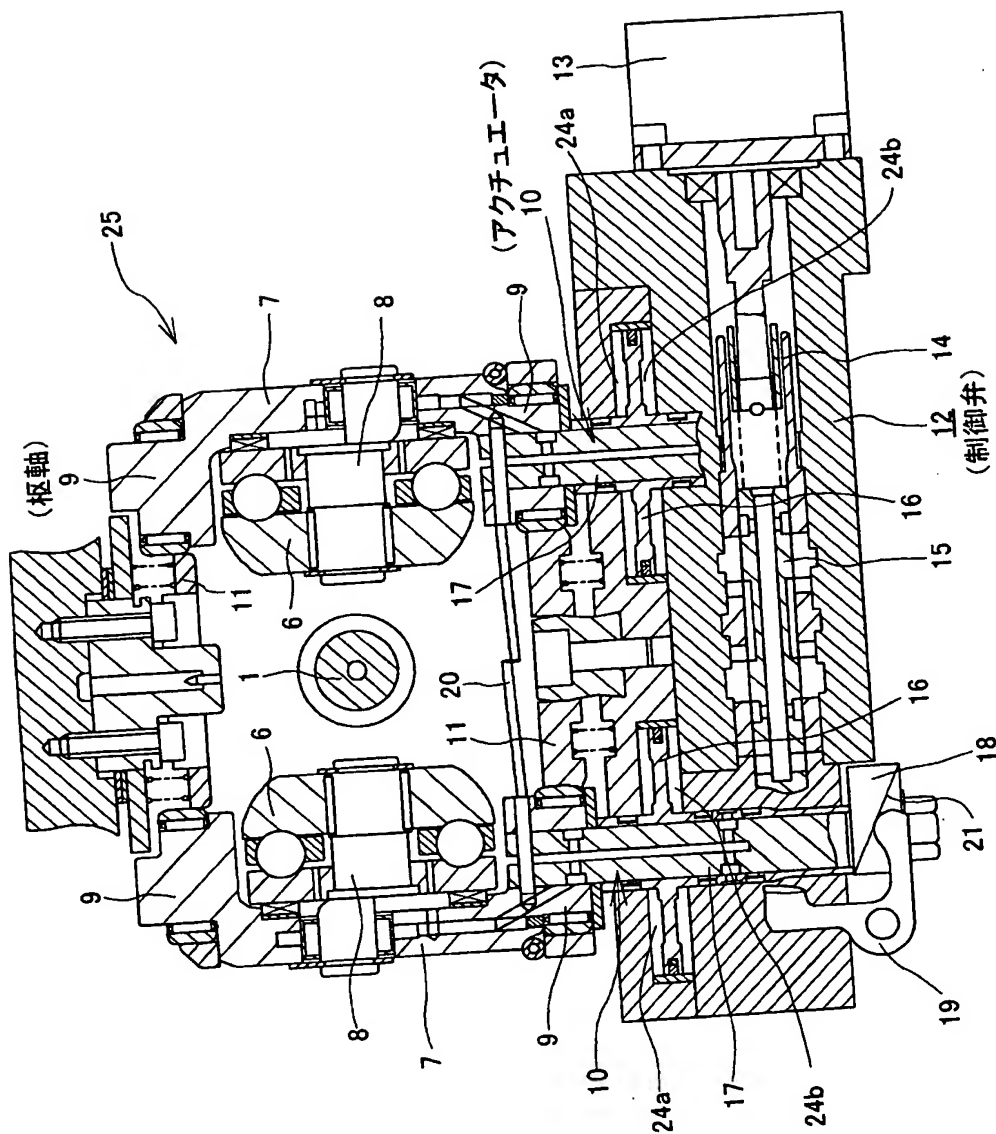
【図 6】



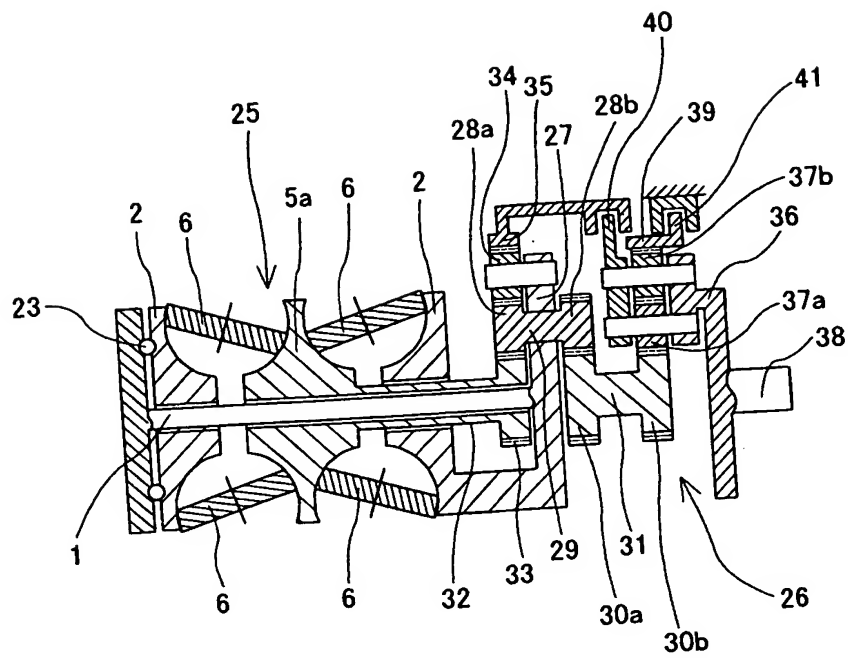
【図 7】



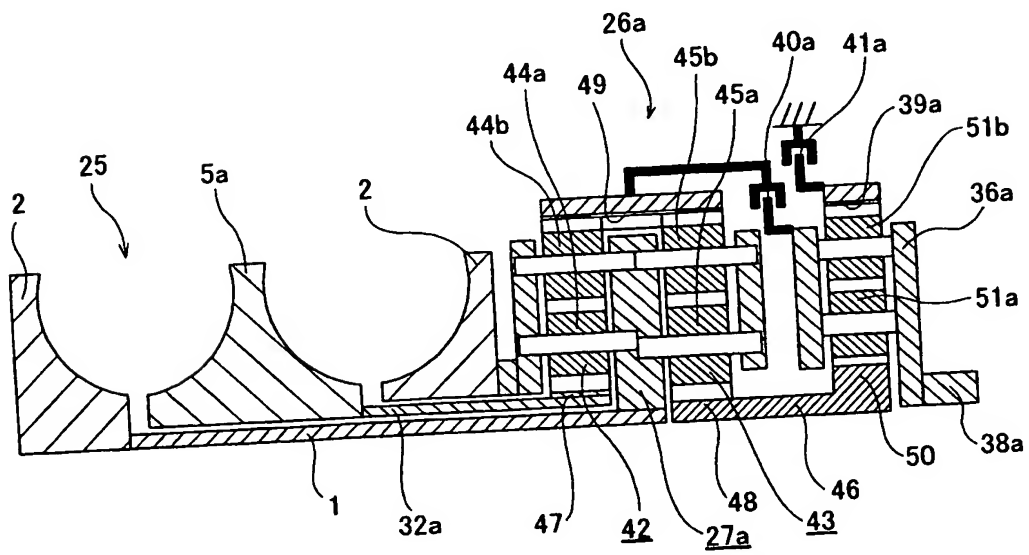
【図 8】



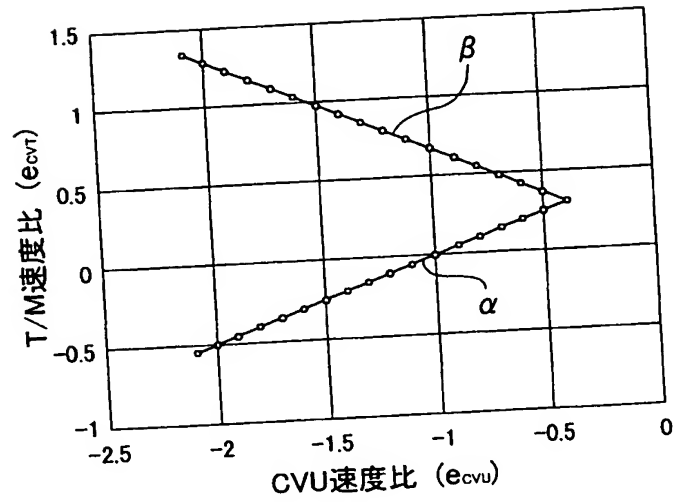
【図 9】



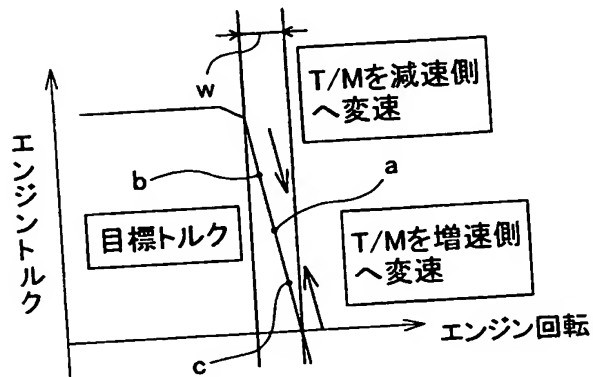
【図 10】



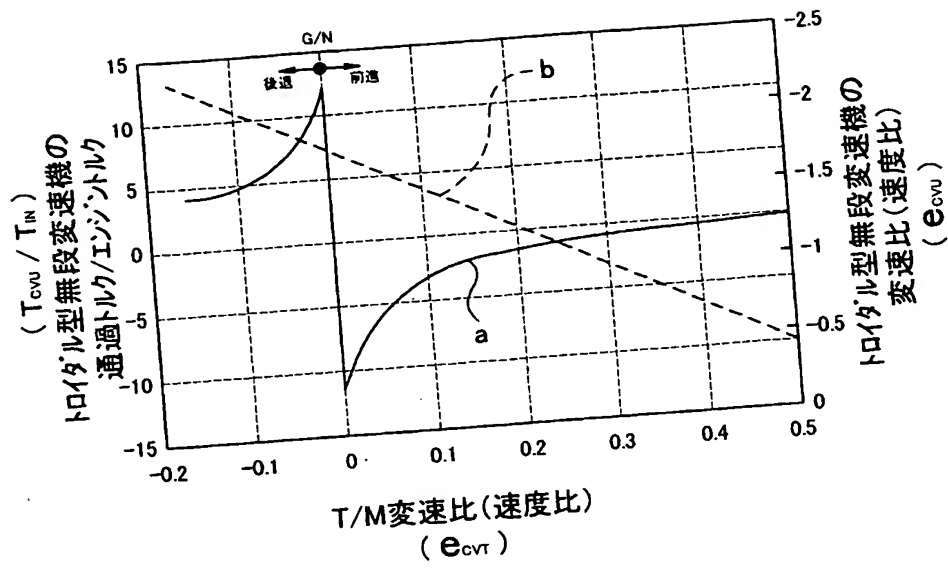
【図11】



【図12】



【図 13】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 セレクトレバーが非走行状態から走行状態に切り替えられた瞬間に、出力軸 38a に過大なトルクが加わる事を防止する。

【解決手段】 入力側ディスク 2 の回転速度を入力側回転センサ 64 により、出力側ディスク 5a の回転速度を出力側回転センサ 65 により、それぞれ測定する。これら両センサ 64、65 の測定値に基づいて、トロイダル型無段変速機 25a の変速比を求める。そして、この変速比と、遊星歯車式変速機 26b の変速比とから、上記出力軸 38a の回転速度を求める。セレクトレバーが非走行状態を選択している状態では、その瞬間に走行状態を選択されたとしても、上記出力軸 38a の回転速度が 0 若しくは極低速となる様に、上記トロイダル型無段変速機 25a の変速比を調節する。そして、この状態での制御弁装置 70 のポジションを、制御器 66 に記憶させる。

【選択図】 図 2

特願 2003-105967

出願人履歴情報

識別番号

[000004204]

1. 変更年月日
[変更理由]
住所
氏名

1990年 8月29日
新規登録
東京都品川区大崎1丁目6番3号
日本精工株式会社